

Ianary Quadros de Mello

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE SEPARADORES DE FASES
PARA REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICA**

Dissertação submetida à Universidade
Federal de Santa Catarina para a
obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica.

Orientador:
Prof. Cláudio Melo, Ph.D.

**Florianópolis, SC
2015**

Mello, Ianary Quadros de

Análise Teórico-Experimental de Separadores de Fases
para Refrigeração Doméstica / Ianary Quadros de Mello ;
orientador, Cláudio Melo - Florianópolis, SC, 2015.

129 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Refrigeração Doméstica. 3.
Separadores de Fases. 4. Isobutano. 5. Ciclos de
Refrigeração. I. Melo, Cláudio. II. Universidade Federal de
Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica. III. Título.

Ianary Quadros de Mello

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE SEPARADORES DE FASES
PARA REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICA**

Esta dissertação foi julgada adequada para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Florianópolis, 2 de julho de 2015.

Prof. Cláudio Melo, Ph.D. – Orientador

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr.Eng.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Cláudio Melo, Ph.D. – Presidente

Prof. Joaquim Manoel Gonçalves, Dr.Eng. (IFSC-Florianópolis)

Prof. Amir Antonio Martins de Oliveira Junior, Ph.D. (UFSC)

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D. (UFSC)

*A minha esposa **Thamy Martins Marcheze de Mello**. Por ser minha alma gêmea e me apoiar sempre.*

*Aos meus pais, **Orlando e Leda**. Pelo amor incondicional e por me ajudarem a sempre buscar mais conhecimento.*

*A minha irmã **Ingrid**. Pelo amor incondicional.*

AGRADECIMENTOS

À minha família, pela presença constante e amor, pelos valores e por me mostrarem desde pequeno a importância de estudar.

Aos meus segundos pais, meus sogros Edmar e Nilza por sempre apoiarem as minhas decisões e por me ajudar a ser uma pessoa melhor.

Ao professor Cláudio Melo pela oportunidade, exemplo de orientação e profissionalismo neste trabalho e durante minha graduação como meu professor em refrigeração.

A CAPES e a Whirlpool SA – unidade de compressores, pelo financiamento.

Aos membros da banca examinadora, pela avaliação e tempo.

Aos colegas do POLO, pela amizade e profissionalismo, em especial aos técnicos Willian, Jean, Deivid e Larissa.

Aos engenheiros Fernando Czubinski, Paulo Trevizzoli, e Pablo Oliveira pela amizade e discussões técnicas.

Aos funcionários do POLO de modo geral, em especial ao engenheiro Luís Torquato.

A todos que puderam me auxiliar nesta jornada.

"I am enough of an artist to draw freely upon my imagination. Imagination is more important than knowledge. Knowledge is limited. Imagination encircles the world."

(Albert Einstein)

"O céu é o limite."

(Cervantes)

RESUMO

A utilização de ciclos com separadores de fases, também conhecidos em inglês como *flash gas by-pass cycles*, possui um potencial para aplicações domésticas, não somente em refrigeradores mas também em condicionadores de ar e bombas de calor. As vantagens da remoção do *flash gas* em sistemas de grande porte são conhecidas. No entanto o uso desse conceito em refrigeradores domésticos exige um conhecimento mais profundo do fenômeno de separação de fases. Para tanto montou-se um aparato experimental específico, através do qual foram estudados dois separadores do tipo T com diâmetros internos de 6,35 mm e 12,7 mm. Os testes foram realizados com isobutano (R600a) em condições típicas de refrigeração doméstica, cujas vazões mássicas entre 0,5 a 3,0 kg/h e título entre 10 a 25% na entrada dos separadores. O separador de 6,35 mm separou as fases com relativa eficiência até 1,5 kg/h. Em vazões maiores observou-se um excessivo arraste de líquido pelo ramal de vapor. O separador de 12,7 mm apresentou alta eficiência de separação mesmo quando submetido a condições extremas de operação. O modelo matemático mostrou-se eficaz para o projeto de separadores gravitacionais para refrigeração de pequena capacidade (doméstica). O controle do nível de líquido no separador é fundamental para garantir a eficiência de separação de fases pois sem ele o vapor tende a escoar pelo ramal de líquido.

ABSTRACT

Flash gas bypass cycles shows a great potential for domestic applications, not only to refrigerators but also to air conditioners and heat pumps. The advantages of the removal of the flash gas in systems with R744 and R134a are known and proved promising. However to implement this new concept of cycle is necessary to fill the gaps in knowledge about the phenomenon of phase separation and design the phase separator. This study aims to understand the phenomenon of phase separation at T geometries of small diameter and develop a methodology for design gravitational separators aiming applications in domestic refrigeration. An experimental apparatus was constructed to allow studying separators using isobutane fluid, R600a. The impact separator configuration was examined. Two separators on the shape of T letter with internal diameters of 6.35 mm and 12.7 mm were studied and analyzed under typical conditions of domestic refrigeration. It was studied the mass flow rate range from 0.5 to 3.0 kg/h and quality from 10 to 25%. The first prototype managed to separate the phases with relative efficiency up to 1.5 kg/h, higher flow rates caused excessive drag of liquid to vapor branch. The separator with an internal diameter of 12.7mm showed high separation efficiency even when subjected to non-ideal conditions, liquid level above separator inlet. The mathematical model developed for the design of separators proved to be a good guide for the design of gravity separators for domestic refrigeration. The liquid level control is a major challenge to maintain the efficiency of phase separation; it was shown that in the absence of the liquid level, the vapor goes to the fluid branch, which is not desired.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Geladeira do século XIX.....	27
Figura 1.2 – Máquina de Harrison (Gosney, 1982)	28
Figura 1.3 – Consumo final de energia residencial (Eletrobras, 2007)	30
Figura 1.4 – Ciclo com trocador de calor interno (Boeng, 2012).....	31
Figura 1.5 – Diagrama P-h de um ciclo com trocador de calor interno (Boeng, 2012)	32
Figura 1.6 – Ciclo com um único evaporador	33
Figura 1.7 – Ciclo com dois evaporadores em paralelo	34
Figura 1.8 – Ciclo com compressor de dupla sucção	35
Figura 1.9 – Diagrama retirado do pedido de patente PI0802382-4	36
Figura 1.10 – Compressor Embraco de dupla sucção	36
Figura 1.11 – Refrigerador com compressor de dupla sucção	37
Figura 1.12 – Ciclo com dois evaporadores em série com separador de líquido e compressor de dupla sucção.....	38
Figura 1.13 – Diagrama p-h do ciclo com separador de líquido e dupla sucção	38
Figura 3.1 – Tipos de separadores gravitacionais (Sulzer, 2014).....	49
Figura 3.2 – Separador do tipo Ciclone (TLV, 2014)	50
Figura 3.3 – Mecanismo de operação de um eliminador de gotículas (Milosevic, 2010).....	51
Figura 3.4 – Separador do tipo Placa Defletora	52
Figura 3.5 – Mecanismos de separação de gotículas (Sulzer, 2014).....	53
Figura 3.6 – Separador do tipo horizontal	54
Figura 3.7 – Separador do tipo vertical	55
Figura 4.1 – Foto do aparato	57
Figura 4.2 – Esquema do aparato experimental	58
Figura 4.3 – Esquema da Câmara de Testes.....	61
Figura 4.4 – Separador do tipo T.....	62
Figura 4.5 – Sistema de aquisição de imagens	66
Figura 5.1 – Forças sobre uma gotícula arrastada	72
Figura 5.2 – Fluxograma do algoritmo para projeto do separador	77
Figura 5.3 – Protótipo com diâmetro de 12,7 mm.....	78
Figura 5.4 – Protótipo com diâmetro de 6,35 mm.....	79
Figura 6.1 – Influência da velocidade do vapor no ramal de saída do separador sobre o diâmetro máximo de gotícula arrastada.....	81
Figura 6.2 – Influência da vazão mássica sobre o diâmetro do separador para diferentes diâmetros de gotículas	82

Figura 6.3 – Influência da vazão mássica sobre a altura do separador para diferentes diâmetros de gotículas	82
Figura 6.4 – Comportamento do separador em -15°C, com diferentes diâmetros de gotículas	83
Figura 6.5 – Comportamento do separador em -25°C, com diferentes diâmetros de gotículas	84
Figura 6.6 – Funcionamento do separador – válvulas totalmente abertas (a), válvulas parcialmente fechadas (b)	85
Figura 6.7 – Queda de Pressão vs. velocidade de saída do vapor no Separador de 12,7 mm.....	86
Figura 6.8 – Eficiência de separação da fase vapor vs. velocidade de saída do vapor no Separador de 12,7 mm.....	86
Figura 6.9 – Eficiência de separação da fase vapor vs. título na entrada do Separador de 12,7 mm	87
Figura 6.10 – Eficiência de separação da fase vapor vs. velocidade do líquido na entrada no Separador de 12,7 mm	88
Figura 6.11 – Queda de Pressão vs. velocidade de saída do vapor no Separador de 6,35 mm.....	89
Figura 6.12 – Eficiência de separação da fase vapor vs. velocidade de saída do vapor no Separador de 6,35 mm.....	90
Figura 6.13 – Eficiência de separação da fase vapor vs. título na entrada do Separador de 6,35 mm	90
Figura 6.14 – Eficiência de separação da fase vapor vs. velocidade do líquido na entrada no Separador de 6,35 mm	91
Figura 6.15 – Queda de Pressão vs. velocidade do vapor na saída do Separador de 12,7 mm.....	92
Figura 6.16 – Eficiência de separação da fase líquida vs. velocidade do vapor na saída do Separador de 12,7 mm.....	92
Figura 6.17 – Eficiência de separação da fase líquida vs. título na entrada do Separador de 12,7 mm	93
Figura 6.18 – Eficiência de separação da fase líquida vs. velocidade do líquido na entrada no Separador de 12,7 mm	94
Figura 6.19 – Queda de Pressão vs. velocidade do vapor na saída do Separador de 6,35 mm.....	94
Figura 6.20 – Eficiência de separação da fase líquida vs. velocidade do vapor na saída do Separador de 6,35 mm.....	95
Figura 6.21 – Eficiência de separação da fase líquida vs. título na entrada do Separador de 6,3 5mm	95
Figura 6.22 – Eficiência de separação da fase líquida vs. velocidade do líquido na entrada no Separador de 6,35 mm	96

Figura 6.23 – Eficiência de separação da fase líquido vs. fluxo de massa na entrada do separador	97
Figura 6.24 – Eficiência de separação da fase líquida vs. título para um mesmo fluxo de massa.....	97
Figura 6.25 – Eficiência de separação da fase líquida vs. título para diferentes pressões	98
Figura 6.26 – Eficiência de separação da fase líquida para diferentes níveis de líquido.....	99
Figura 6.27 – Velocidade adimensional do líquido x velocidade adimensional do vapor.....	100
Figura 6.28 – Fotos do escoamento no separador (a) de 12,7 mm e (b) de 6,35 mm – vazão de 0,5 kg/h e título de 15 %	102
Figura 6.29 – Fotos do escoamento no separador (a) de 12,7 mm e (b) de 6,35 mm – vazão de 1,5 kg/h e título de 15 %	103
Figura 6.30 – Fotos do escoamento no separador (a) de 12,7 mm e (b) de 6,35 mm – vazão de 2 kg/h e título de 15 %	104
Figura 6.31 – Fotos do escoamento no separador (a) de 12,7 mm e (b) de 6,35 mm – vazão de 3 kg/h e título de 15 %	105
Figura 6.32 – Mecanismo de arraste de gotículas	106
Figura 6.33 – Mecanismo de formação de nuvens de gotículas por impacto com as paredes do separador.....	108
Figura 6.34 – Mecanismo de formação de gotículas por colisão de cristas de onda	109
Figura 6.35 – Mecanismo de formação de gotículas por quebra de protuberância	110
Figura 6.36 – Gotícula de 200 μm em suspensão	111

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Principais trabalhos de separação de fases.	46
Tabela 4.1 – Transdutores e Incertezas de Medição.	63
Tabela 4.2 – Parâmetros coletados.	64
Tabela 4.3 – Incertezas expandidas.	65
Tabela B.1 – Dados experimentais – separador de 6,35 mm.	125
Tabela B.2 – Dados experimentais – separador de 12,7 mm	125
Tabela B.3 – Efeito da variação de pressão no separador de 6,35 mm.	126
Tabela B.4 – Efeito da variação de pressão no separador de 12,7 mm.	126
Tabela B.5 – Efeito da alteração do nível líquido.	127

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Símbolos gerais

A	Área	[m ²]
a	Aceleração	[m]
C	Constante	-
C_d	Coefficiente de Arrasto	-
D	Diâmetro	[m]
$D_{entrada}$	Diâmetro de entrada	[m]
$D_{separador}$	Diâmetro do separador	[m]
D_d	Diâmetro da partícula	[m]
$d_p, d_{goticula}$	Diâmetro da gotícula	[m]
$D_{d,critical}$	Diâmetro de partícula crítica	[m]
F_r	Número de Froude	-
F_b	Força de empuxo gravitacional	[N]
F_d	Força de arraste	[N]
F_g	Força de atração gravitacional	[N]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
h	Entalpia específica	[J/ kg]
$H_{separador}, H$	Altura da seção de vapor	[m]
i	Índice	-
j_g^*	Fluxo volumétrico médio da fase gasosa	[m/s]
j_l^*	Fluxo volumétrico médio da fase líquida	[m/s]
k	Constante	[m/s]
K	Parâmetro do mapa de escoamento	-
L	Comprimento do separador	[m]
L_{vapor}	Comprimento da região de vapor	[m]
L_{liq}	Comprimento da região de líquido	[m]
m	Constante	-
\dot{m}	Vazão de massa	[kg/s]
$\dot{m}_{liquido_{saida_{liquido}}}$	Vazão mássica de líquido no ramal de líquido do separador	[kg/s]
$\dot{m}_{liquido_{entrada}}$	Vazão mássica de líquido na entrada do separador	[kg/s]
$\dot{m}_{vapor_{saida_{vapor}}}$	Vazão mássica de vapor no ramal de vapor do separador	[kg/s]
$\dot{m}_{vapor_{entrada}}$	Vazão mássica de vapor na entrada do separador	[kg/s]
n	Índice	-
P	Pressão	[Pa]
ΔP_1	Perda de pressão sem restrição	[Pa]

ΔP_2	Perda de pressão com restrição	[Pa]
p_{int}	Pressão no separador	[Pa]
p_{sub}	Pressão a montante da válvula de expansão	[Pa]
\dot{Q}_{evap}	Taxa de calor trocado no evaporador	[W]
Re	Número de Reynolds	-
T	Parâmetro do mapa de escoamento	-
T_{degas}	Tempo necessário para desgaseificação	[s]
T_{int}	Temperatura de separação	[°C]
T_{liq}	Tempo necessário para o nível percorrer o ramal de líquido	[s]
t	Tempo	[s]
T_{amb}	Temperatura ambiente	[°C]
T_{cond}	Temperatura de condensação	[°C]
T_{sub}	Temperatura de subresfriamento	[°C]
\dot{V}	Vazão volumétrica	[m ³ /s]
\dot{V}_g	Vazão volumétrica de gás	[m ³ /s]
\dot{V}_L	Vazão volumétrica de líquido	[m ³ /s]
v_l	Volume específico do líquido	[m ³ /kg]
v_{max}	Velocidade máxima do vapor	[m/s]
v_{vapor}	Volume específico do vapor	[m ³ /kg]
v_t	Velocidade terminal	[m/s]
We	Número de Weber	-
W	Trabalho de compressão	[W]
X_{tt}	Parâmetro de Martinelli	-

Símbolos gregos

α	Fração de vazio	-
ρ_{vapor}	Massa específica do vapor	[kg/m ³]
ρ_l	Massa específica do líquido	[kg/m ³]
η_{vapor}	Eficiência da fase vapor	-
η_{liq}	Eficiência da fase líquida	-
μ_{vapor}	Viscosidade da fase de vapor	[Pa.s]
μ_{liq}	Viscosidade da fase líquida	[Pa.s]
σ	Tensão superficial	[N/m]

Abreviaturas e outros termos

<i>ASHRAE</i>	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers</i>
<i>CFC</i>	<i>Clorofluorcarbono</i>
<i>COP</i>	<i>Coefficient of Performance</i>
<i>FGB</i>	<i>Flash Gas Bypass</i>
<i>HC</i>	<i>Hidrocarbono</i>
<i>HFC</i>	<i>Hidrofluorcarbono</i>
<i>PID</i>	<i>Proporcional – Integral - Derivativo</i>

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	27
1.1 HISTÓRICO DA REFRIGERAÇÃO	27
1.2 QUESTÕES ENERGÉTICAS.....	29
1.3 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO	31
1.3.1 Ciclos de Refrigeração para refrigeradores domésticos	31
1.4 OBJETIVOS E METODOLOGIA	39
1.5 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	40
2. REVISÃO DA LITERATURA	41
3. SEPARADORES DE LÍQUIDO.....	47
3.1 PRINCÍPIOS DE SEPARAÇÃO.....	47
3.1.1 Separadores Gravitacionais	48
3.1.2 Separadores Centrífugos.....	49
3.1.3 Eliminadores de Gotículas.....	50
3.1.4 Separadores tipo Filtro Defletor.....	51
3.1.5 Separadores Líquido-Vapor Coalescedor.....	52
3.2 CLASSIFICAÇÃO DE SEPARADORES	53
3.3 EFICIÊNCIA DE SEPARADORES	55
4. APARATO EXPERIMENTAL	57
4.1 CIRCUITO DE REFRIGERAÇÃO PRINCIPAL	59
4.2 CIRCUITO SECUNDÁRIO.....	59
4.3 CÂMARA DE TESTES	60
4.4 SEÇÃO DE TESTES.....	61
4.5 SISTEMA DE MEDIÇÃO E CONTROLE.....	62
4.5.1 Controle das temperaturas de evaporação e condensação... 63	
4.5.2 Controle da Vazão Mássica	63
4.5.3 Controle das Condições de Operação.....	63
4.5.4 Repetitividade do Aparato Experimental	64

4.6 PLANEJAMENTO DOS ENSAIOS	64
4.7 PROCESSAMENTO DOS DADOS.....	65
4.8 INCERTEZAS DE MEDIÇÃO	65
4.9 AQUISIÇÃO DE IMAGENS	65
4.10METODOLOGIA DE ENSAIO	66
5. MODELO MATEMÁTICO.....	69
5.1 PROJETO DOS SEPARADORES	78
6. RESULTADOS OBTIDOS	81
6.1 POTENCIALIDADES DO MODELO	81
6.2 RESULTADOS DOS ENSAIOS.....	84
6.2.1 <i>Válvulas totalmente abertas</i>	85
6.2.2 <i>Válvulas parcialmente fechadas</i>	91
6.3 VISUALIZAÇÃO DO SEPARADOR.....	101
6.3.1 <i>Comparação entre os separadores</i>	101
6.3.2 <i>Mecanismo de formação de gotículas</i>	106
7 CONCLUSÕES.....	113
7.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	114
REFERÊNCIAS	117
ANEXO A – CÁLCULO DE INCERTEZA.....	123
ANEXO B – DADOS EXPERIMENTAIS	125

1 INTRODUÇÃO

1.1 HISTÓRICO DA REFRIGERAÇÃO

O homem foi dependente do gelo natural por muitos anos até que em 1755, William Cullen, professor da Universidade de Edimburgo, produziu gelo artificialmente a partir da evaporação do éter. A comercialização do gelo natural iniciou-se em 1806 através de um jovem empresário chamado Frederic Tudor (Gosney, 1982). A partir desta data, o gelo natural extraído de lagos e rios começou a ser distribuído em indústrias e residências (Gosney, 1982). Nas residências o gelo era armazenado em armários isolados, conhecidos como *ice boxes* ou geladeiras, (Figura 1.1).

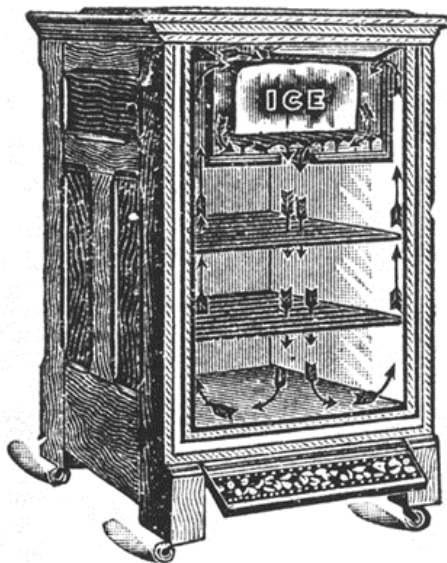


Figura 1.1 – Geladeira do século XIX.

As dificuldades de extração e distribuição do gelo obtido da natureza promoveu uma série de iniciativas para produzir gelo de maneira artificial. A primeira patente de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor foi obtida por Jacob Perkins em 1834. Porém, a comercialização de equipamentos para produção de gelo de modo contínuo e confiável só iniciou em 1862. A Figura 1.2 mostra o

equipamento produzido por Daniel Siebe sob a patente de James Harrison.

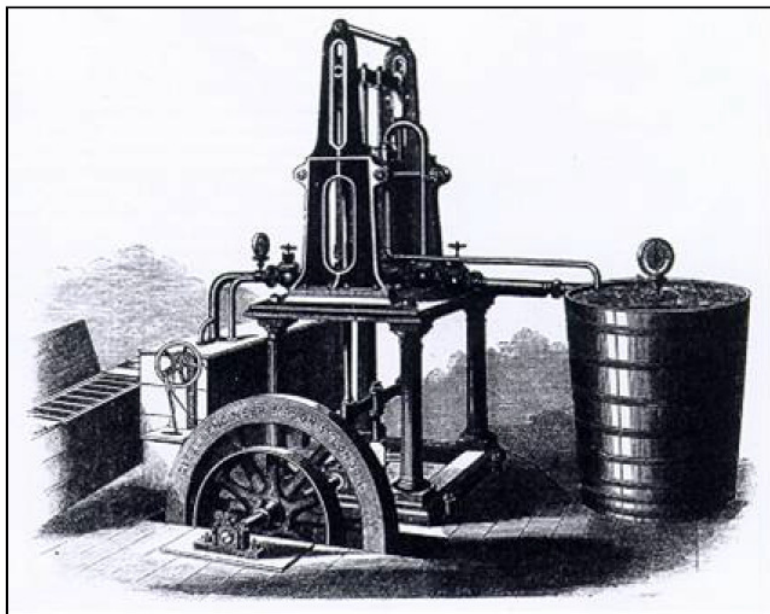


Figura 1.2 – Máquina de Harrison (Gosney, 1982).

O ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor opera do seguinte modo: o fluido refrigerante, predominantemente no estado líquido, entra em um trocador de calor, denominado evaporador, onde passa para a fase gasosa pela absorção de calor do ambiente refrigerado. Do evaporador, o refrigerante segue para o compressor onde a sua pressão é aumentada. Do compressor, o refrigerante a alta pressão e temperatura, entra no segundo trocador de calor, denominado condensador, onde é liberado calor para o ambiente externo. Do condensador, o refrigerante agora no estado líquido, passa por um dispositivo de expansão onde a sua temperatura e pressão são diminuídas, fechando o ciclo de operações.

É evidente que o ciclo de refrigeração por compressão de vapor necessita de um refrigerante com propriedades físico-químicas que permita a mudança de estado líquido para vapor e vice-versa nos respectivos trocadores de calor. Os primeiros refrigerantes utilizados eram tóxicos e ou inflamáveis como o éter, dióxido de enxofre, cloreto de metila e amônia. Vazamentos eram comuns e muitas vezes fatais. Por este motivo, a Frigidaire/GE solicitou que um grupo de cientistas, liderados

por Thomas Midgley, identificasse uma substância que fosse segura para o ser humano. Em menos de duas semanas, Midgley identificou uma família de substâncias denominadas hidrocarbonetos halogenados (CFC's), que além de seguras possuíam ótimas propriedades termodinâmicas.

Os CFC's possibilitaram a disseminação da refrigeração doméstica. Porém, em 1974, o Professor Sherwood Rowland e o Doutor Mario Molina anunciaram que os hidrocarbonetos totalmente halogenados reduziam a espessura da camada de ozônio da estratosfera. Esse fato foi comprovado em 1987, quando se verificou que a camada de ozônio sobre a Antártida havia sido reduzida em 40% entre 1970 e 1984.

Em setembro de 1987, 46 nações assinaram o protocolo de Montreal com o objetivo de proteger a camada de ozônio. Esse protocolo estabeleceu o congelamento e a subsequente redução da utilização destas substâncias (CFC's). Desde então, a indústria de refrigeração busca outros fluidos refrigerantes. No setor doméstico se destacam o HFC-134a e o HC-600a (isobutano). Porém, mais recentemente verificou-se que o HFC-134a também contribui para o efeito estufa, o que tem gerado pressões para que este seja substituído pelo HC-600a.

1.2 QUESTÕES ENERGÉTICAS

O consumo de energia elétrica do setor residencial vem crescendo continuamente. Atualmente representa 24% do consumo total de energia elétrica e espera-se que atinja um terço nos próximos anos. A Figura 1.3, extraída da última Pesquisa de Posse de Equipamentos e Hábitos de Consumo (Eletrobrás, 2007), mostra que o consumo de energia elétrica do setor residencial é liderado pelo segmento de refrigeração e condicionamento de ar, com uma fração da ordem de 50%.

Em 1993, um decreto presidencial instituiu o Selo Procel de Economia de Energia (PROCEL INFO, 2014); este selo é concedido aos produtos que apresentam os melhores níveis de eficiência energética. Até 2005, os refrigeradores comercializados no Brasil eram classificados, em termos de consumo de energia, de A (mais eficiente) até G (menos eficiente). Em 2006, os níveis mínimos de eficiência energética para cada classe foram reduzidos e a comercialização de produtos classificados como F e G foi proibida.

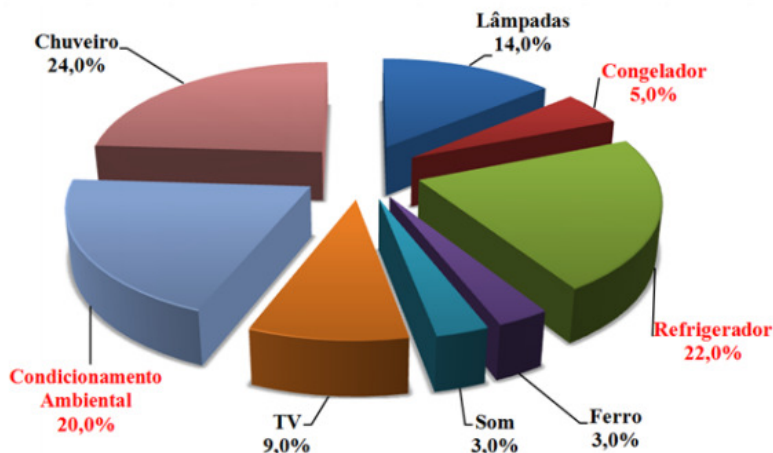


Figura 1.3 – Consumo final de energia elétrica residencial (Eletrobras, 2007).

Em maio de 2011, a Secretaria de Comunicação Social da Presidência da República estabeleceu novos níveis mínimos de eficiência energética para eletrodomésticos comercializados no Brasil, promovendo a substituição de refrigeradores antigos por modelos mais novos e eficientes. Todas essas ações governamentais visam o desenvolvimento de produtos energeticamente mais eficientes e ambientalmente corretos.

O Brasil, no entanto, não é o único país do mundo com um programa de etiquetagem de eletrodomésticos; nos Estados Unidos, por exemplo, existe o programa *Energy Star* (U.S. DOE, 2011), que em 2010 estabeleceu uma redução de até 25% no consumo de energia de refrigeradores domésticos a partir de Janeiro de 2014.

Para atender aos novos requisitos de eficiência energética o refrigerador doméstico precisa se tornar mais eficiente. No entanto, a abordagem tradicional com foco em modificações à nível de componente e isolamento térmico está praticamente exaurida, exigindo elevados investimentos para incrementos marginais de eficiência.

A alternativa seria uma abordagem em nível de sistema, no ciclo de refrigeração. Reformular o ciclo de refrigeração atualmente empregado, inclusive com a introdução de novos componentes, é a motivação maior deste trabalho.

1.3 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO

1.3.1 Ciclos de refrigeração para refrigeradores domésticos

O ciclo de refrigeração típico de refrigeradores domésticos é o indicado na Figura 1.4. Nesta figura podem ser identificados os cinco componentes básicos: o compressor, o condensador, o dispositivo de expansão, o trocador de calor interno e o evaporador.

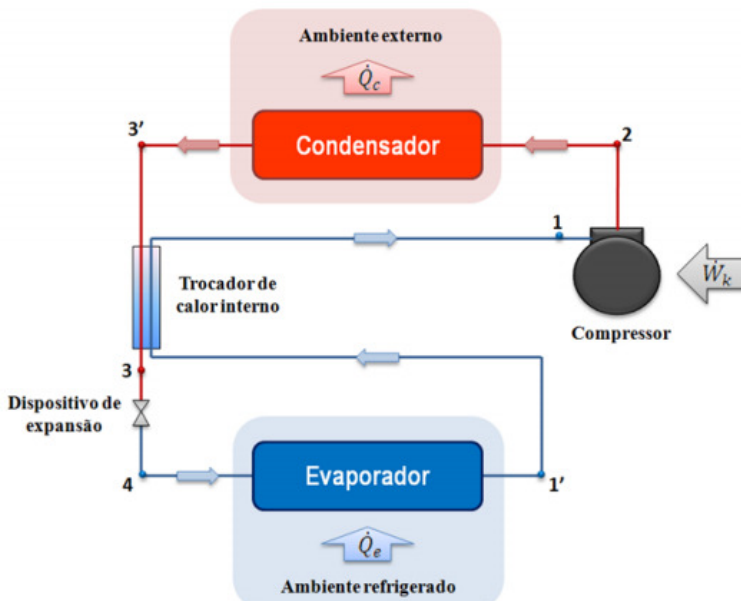


Figura 1.4 – Ciclo com trocador de calor interno (Boeng, 2012).

O trocador de calor interno promove o subresfriamento do refrigerante na saída do condensador e o superaquecimento do vapor na saída do evaporador. Isso evita tanto a entrada de vapor no dispositivo de expansão como a entrada de líquido no compressor.

A Figura 1.5 mostra os estados termodinâmicos do ciclo de refrigeração em questão em um diagrama pressão-entalpia (p-h). Idealmente, considera-se que os processos de condensação e evaporação sejam isobáricos, a expansão isentálpica e a compressão isentrópica.

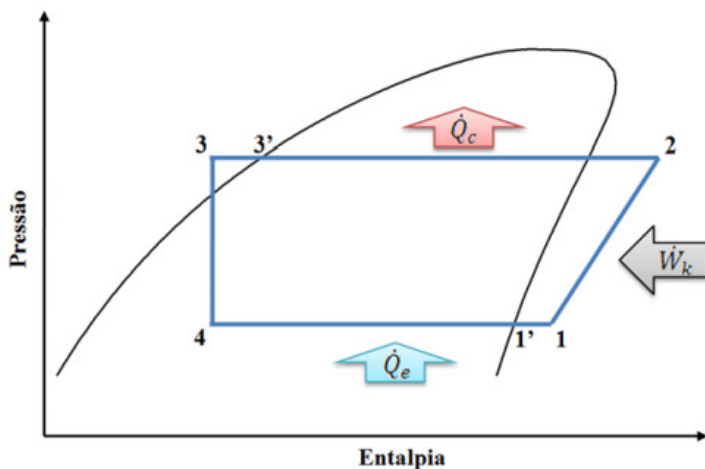


Figura 1.5 – Diagrama P-h de um ciclo com trocador de calor interno (Boeng, 2012).

A taxa de remoção de calor do ambiente refrigerado, também conhecida como capacidade de refrigeração, \dot{Q}_{evap} , e a potência consumida pelo compressor, \dot{W}_{comp} , são expressas matematicamente através das equações (1.1) e (1.2).

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_1 - h_3) \quad (1.1)$$

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (1.2)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica de refrigerante e h_i é a entalpia específica em cada estado i do ciclo de refrigeração. O desempenho de um ciclo de refrigeração é geralmente quantificado através do coeficiente de performance (COP), expresso através da equação (1.3).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} \quad (1.3)$$

A Figura 1.6 mostra um refrigerador doméstico de dois compartimentos. Pode-se verificar que o ciclo de refrigeração é o ciclo padrão e que todo o frio é produzido no congelador. Parte do frio produzido no congelador é distribuído para o resfriador através de um

sistema de circulação de ar, composto por um sistema de dutos e aberturas (*damper*).

Apesar de comum, esse sistema trabalha com a temperatura de evaporação do congelador, que, por ser mais baixa, provoca a diminuição da capacidade de refrigeração, o aumento da potência de compressão e a redução do coeficiente de performance.

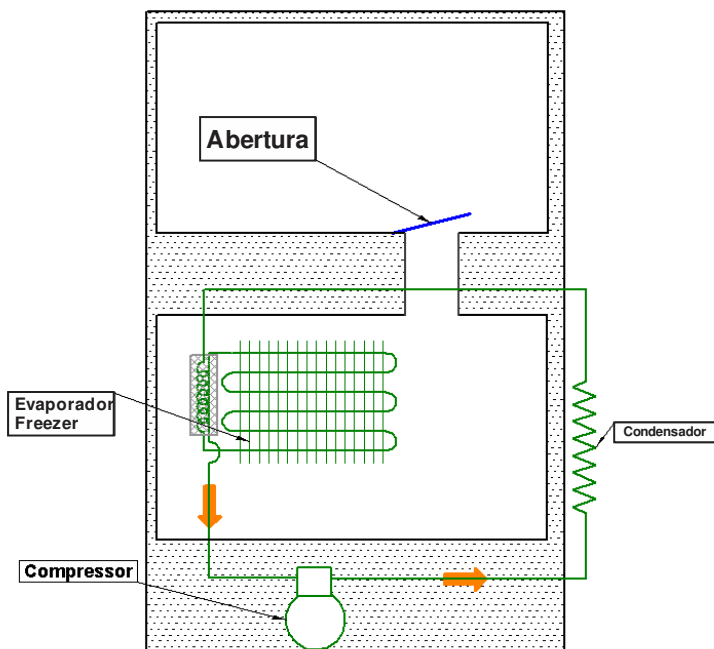


Figura 1.6 – Ciclo com um único evaporador.

Uma alternativa seria empregar sistemas com duas temperaturas de evaporação, produzindo frio em cada um dos compartimentos refrigerados. No entanto, esse é um desafio para o segmento de refrigeração doméstica onde só se dispõe de um único compressor de simples estágio.

Dentre os refrigeradores domésticos que operam com duas temperaturas de evaporação, o de uso mais difundido é o ilustrado na Figura 1.7.

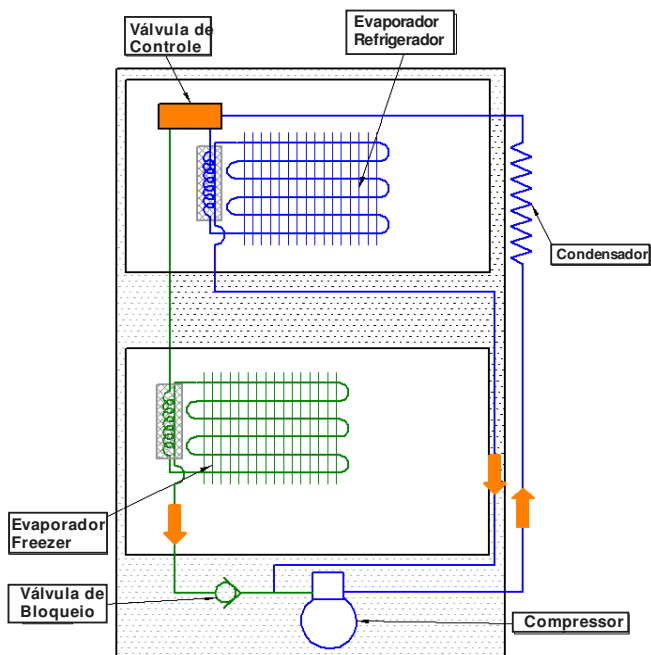


Figura 1.7 – Ciclo com dois evaporadores em paralelo.

Nesse sistema, uma válvula de três vias desvia o fluxo de refrigerante de um compartimento para outro, sob a ação de uma lógica de funcionamento pré-definida. Dessa forma o frio necessário para o compartimento resfriado é produzido em uma temperatura de evaporação mais elevada e, conseqüentemente, com menor consumo de energia.

Observa-se que esse sistema possui também uma válvula de bloqueio (*check valve*) para impedir a passagem de refrigerante do resfriador para o congelador, o que penalizaria a performance.

Lu et al. (2006), por exemplo, mostraram que a configuração com dois evaporadores em paralelo, ilustrada na Figura 1.7, é mais eficiente que a configuração convencional (figura 1.6). Eles mostraram também que a configuração em paralelo é mais eficiente do que a configuração com dois compressores e sem válvula de três vias, usado por alguns fabricantes.

Yoon et al. (2010) estudaram ciclos com evaporadores em paralelo para aplicações domésticas. Eles concluíram que os sistemas com evaporadores em paralelo são potencialmente mais eficientes do que os

ciclos convencionais e também mais eficientes do que ciclos em paralelo sem válvula de bloqueio.

Outro circuito, ainda em fase de investigação, consiste na utilização de um compressor de dupla sucção (Zimmermann, Montagner e Gonçalves 2008, Whirlpool PI 0802382-4, 2008), ilustrado nas Figuras 1.8 e 1.9.

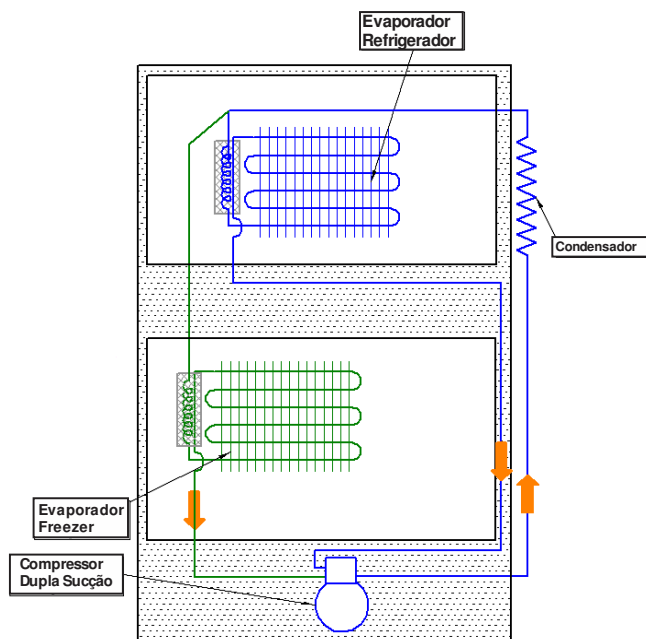


Figura 1.8 – Ciclo com compressor de dupla sucção.

Nesse conceito a válvula de três vias, colocada antes dos capilares é substituída por outra válvula colocada diretamente dentro do compressor. Essa válvula aspira refrigerante ora de um evaporador ora de outro, de acordo com uma lógica de controle pré-definida. O tempo de atuação dessa válvula é da ordem de segundos, o que permite manter os dois evaporadores ativados – produzindo frio – continuamente. Como consequência, as temperaturas de evaporação são mais elevadas do que aquelas encontradas em ciclos com evaporadores em paralelo convencionais, com impactos positivos sobre o consumo de energia.

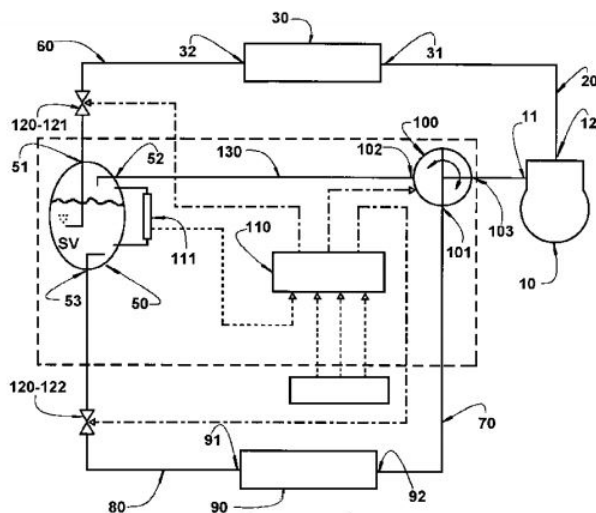


Figura 1.9 – Diagrama retirado do pedido de patente PI0802382-4.

O ciclo com compressores de dupla sucção é uma inovação tecnológica que deve virar realidade nos próximos anos. Para tanto a empresa Embraco tem se concentrado no desenvolvimento do compressor (Figura 1.10) enquanto o POLO está desenvolvendo trabalhos na área de sistemas e de controles.



Figura 1.10 – Compressor Embraco de dupla sucção.

A Figura 1.11 mostra, por exemplo, um esquema de um refrigerador adaptado para uso com compressores de dupla sucção. Esse refrigerador, na realidade, é uma bancada experimental através da qual se pode variar a rotação do compressor, a fração de funcionamento da válvula, a fração de carga térmica e a restrição dos dispositivos de expansão. Além disto, tal bancada permite o arranjo de diferentes conceitos de ciclo o que o torna uma ferramenta extremamente útil em estudos comparativos.

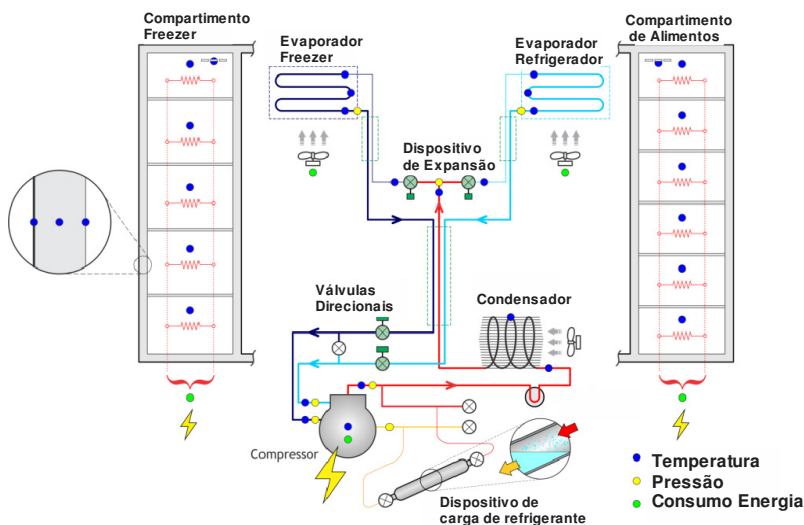


Figura 1.11 – Refrigerador com compressor de dupla sucção.

Um outro arranjo de ciclo, ainda não estudado, é o ilustrado na Figura 1.12.

Esse ciclo utiliza um compressor de dupla sucção, dois evaporadores em série e um separador de líquido. Os estados termodinâmicos desse ciclo estão ilustrados no diagrama p-h, na Figura 1.13.

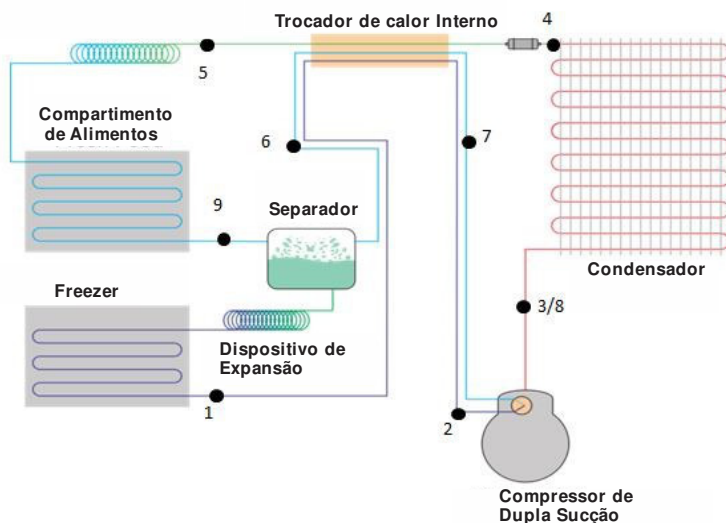


Figura 1.12 – Ciclo com dois evaporadores em série com separador de líquido e compressor de dupla sucção.

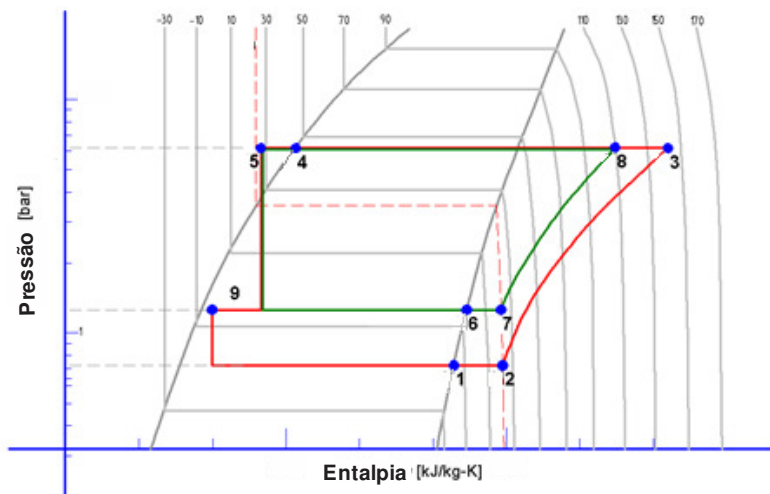


Figura 1.13 – Diagrama p-h do ciclo com separador de líquido e dupla sucção.

O separador de líquido tem a função de separar o líquido do vapor, também conhecido como *flash gas*, vapor de expansão, gerado no primeiro processo de expansão. O vapor é aspirado pelo compressor e o líquido residual sofre uma segunda expansão antes de entrar no evaporador de baixa temperatura. Isso aumenta a eficiência do ciclo tanto por comprimir o vapor a partir da pressão intermediária como por aumentar a quantidade de líquido na entrada do evaporador do congelador.

Análises preliminares com base em ciclos ideais indicam que esse novo arranjo pode apresentar um coeficiente de performance superior em até 10% ao do ciclo em paralelo com compressor de dupla sucção. No entanto esse novo ciclo exige um esforço adicional de pesquisa, pois praticamente nada se conhece sobre separadores de líquido para aplicações domésticas. Remover essa barreira do conhecimento é o objetivo maior desse trabalho.

Ao separar as fases, os separadores de líquido cumprem não só uma função termodinâmica, mas também uma função vibro-acústica. Ao eliminar a presença de bolhas de vapor na entrada do tubo capilar, os separadores de líquido evitam o ruído de expansão, cada vez mais importante para os fabricantes de refrigeradores domésticos. Esse tipo de ruído é causado pelo ingresso de bolhas de vapor que, ao colapsarem dentro do tubo capilar, geram ondas de choque que se propagam e excitam os componentes a jusante do escoamento.

1.4 OBJETIVOS E METODOLOGIA

O presente trabalho tem como objetivo geral o desenvolvimento de uma metodologia que permita prever o comportamento de separadores de líquido em condições típicas de refrigeração doméstica, visando identificar os parâmetros relevantes de projeto através das seguintes ações:

- Identificar os tipos de escoamentos em separadores;
- Entender o processo de arraste de gotículas líquidas pelo vapor;
- Propor alternativas para evitar ou reduzir o arraste de líquido pelo vapor.

Como objetivos específicos, destacam-se:

- Desenvolver um aparato experimental para estudar o processo de separação de fases;
- Avaliar experimentalmente o efeito das condições de operação sobre a eficiência do separador;
- Estabelecer uma metodologia de projeto para separadores de líquidos e ser capaz de realizar previsões de desempenho.

1.5 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Esse documento foi estruturado da seguinte forma: Após a introdução, o Capítulo 2 apresenta uma revisão da literatura com foco nos principais trabalhos existentes sobre separação de fases. Em seguida, o Capítulo 3 aborda os tipos principais de separadores, os fatores que afetam a separação de fases, bem como noções gerais de seu projeto. O Capítulo 4 apresenta o aparato experimental desenvolvido e os protótipos de separadores. O Capítulo 5 apresenta um modelamento matemático do fenômeno de separação de fases. O Capítulo 6 apresenta os resultados obtidos. No Capítulo 7, são discutidos os resultados do trabalho. Por fim, são apresentadas as conclusões finais e algumas sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO DA LITERATURA

O primeiro estudo sobre a separação de fases foi realizado por Souders e Brown em 1934. Este artigo apresenta detalhes do mecanismo de separação em colunas de destilação de plantas de químicas. O objetivo desse estudo foi prever a altura e a velocidade do gás necessários para impedir o arraste de líquido para a próxima etapa de craqueamento. Lapple e Shepherd (1939), foram os pioneiros no estudo da trajetória das partículas. Eles estudaram movimentos uni e bidirecionais em campos gravitacionais e aplicações em campos centrífugos. York (1950) introduziu o eliminador de gotículas e atualizou as informações sobre processos de separação de líquido. Este trabalho deu origem a equação (2.1), denominada de equação de Souders-Brown.

$$v_{max} = \sqrt{\frac{\rho_l - \rho_g}{\rho_g}} \cdot k \quad (2.1)$$

Os valores de k variam entre 0.031 a 0.091 m/s para separadores verticais gravitacionais com amônia, Gerunda (1981). Tal parâmetro depende das propriedades do fluido (densidade do líquido e do vapor, tensão superficial, viscosidade do vapor, distribuição de tamanho de partículas), do tipo e espaçamento da malha no caso de separador inercial e da distância de separação vertical.

Miller (1971) expandiu o trabalho pioneiro de Souders-Brown e forneceu a base para o projeto dos separadores utilizados atualmente. Ele refinou o trabalho de Souders-Brown possibilitando assim a previsão de separação de fases tanto para separadores verticais como horizontais. Este trabalho é a base das recomendações da ASHRAE para separadores de líquidos.

Wu (1984) estudou a dinâmica das partículas em separadores gravitacionais e inerciais, tanto em orientações verticais como horizontais. Ele previu o comprimento vertical mínimo para promover a separação das fases, trabalhando o problema como bi-dimensional, porém sem especificar o tamanho da gotícula. Com base em seus estudos, Wu recomenda que a velocidade do vapor em um separador vertical deve representar entre 75 % a 90 % da velocidade terminal, ou seja, velocidade de sedimentação da gotícula.

Richards (1985), assim como Miller, baseou as suas recomendações no trabalho de Souders-Brown colocando um limite máximo de 1% de arraste de líquido pelo vapor. Esse fato deve-se ao trabalho de Montross (1953) que mostrou que gotículas líquidas entre 400 e 500 μm são separadas de acordo com as velocidades previstas pela metodologia de Souders-Brown.

Shoham, Brill e Taitel (1987) estudaram a separação de fases em geometrias do tipo T com diâmetros da ordem de 50mm. Ele mostrou que o padrão de escoamento na entrada afeta significativamente o processo de separação e propôs um modelo de mapa de escoamento específico para esse tipo de problema.

Azzopardi, Memory e Smith (1989) investigaram a separação de fases em escoamentos estratificados ondular e anular para separadores com o ramal principal de 38 mm. Eles realizaram experimentos com separadores do tipo T e com pressões de 1,5 a 3 bar, concluindo que a mudança de curvatura da curva de descolamentos é uma função direta das quantidades de movimentos das fases.

Hart, Hamersma e Fortuin(1991) propuseram um modelo de duas correntes para prever o caminho da fase líquida durante a separação do escoamento em geometrias tipo T com entrada na horizontal. O modelo foi aplicado à líquidos com baixa energia por unidade de volume. Eles observaram que a massa de líquido que segue o ramal de vapor é uma função da fração entre as vazões mássicas de vapor e líquido na entrada do separador. Os resultados experimentais mostraram boa concordância com as previsões do modelo em uma ampla faixa de propriedades de transporte e velocidades das fases para geometrias distintas.

Svrcek e Monnery (1993) preencheram a lacuna deixada por Wu (1984) calculando k como uma função do tamanho da gotícula que se deseja separar, ou se aplicável, como função da pressão do vapor. Eles concluíram que a velocidade do vapor deve se situar em torno de 75% da velocidade terminal, mas não informaram o tamanho de partícula para o cálculo da velocidade terminal.

A aplicação de separadores de líquido em sistemas de refrigeração de pequeno porte iniciou em 1999, quando Beaver et al.(1999) estudaram condicionadores de ar residenciais que utilizavam dióxido de carbono (R-744) como refrigerante. Eles concluíram que sistemas com separadores de líquido são mais eficientes que aqueles baseados em ciclos de simples e dupla evaporação. Isso ocorre porque os separadores de líquido melhoram a distribuição de refrigerante no evaporador, aumentando a efetividade em até 17% e tornando a distribuição de temperatura do ar na

saída do evaporador mais uniforme. Aumentos de até 20% no coeficiente de performance foram obtidos com o uso de um separador de líquido.

Jekel, Reindl e Fischer (2001) revisaram a literatura com foco nos princípios que regem a separação do líquido e vapor e em métodos de projetos de separadores gravitacionais para instalações de amônia. Eles estabeleceram equações para descrever o movimento das partículas e prever a sua trajetória. Os dados foram comparados com as recomendações da ASHRAE quando se concluiu que a menor gotícula que pode ser separada é uma função da distância vertical de separação e não da velocidade terminal da gotícula.

Azzopardi et al. (2005) investigaram a separação de fases em geometrias do tipo T com o ramal de entrada na horizontal e com ramais de pequeno diâmetro (5mm). Eles estudaram escoamentos estratificados variando as velocidades das fases e a pressão no separador, concluíram que o ramal superior tende a ser rico em vapor quando a pressão aumenta independente das condições do escoamento. Esse comportamento foi atribuído ao efeito complexo da pressão em cada posição da interface, que ocasiona perturbações na altura do filme líquido e determina a quantidade de movimento de cada fase.

Tae e Cho. (2006) investigaram o processo de separação de fases utilizando geometrias do tipo T e refrigerantes R-22, R134a e R-410A. Os resultados experimentais concordaram com as previsões de um modelo matemático para misturas ar-água, disponível na literatura. Eles verificaram que a velocidade do vapor afeta fortemente as dimensões dos ramais do separador, e que o título na entrada é o parâmetro que mais afeta o desempenho global do separador.

Kang, Joo e Kim (2008) investigaram o efeito da diferença de altura entre os componentes sobre a fração de vapor na entrada do evaporador, utilizando sistemas de condicionamento de ar com R-22. Eles concluíram que o desempenho do sistema é drasticamente afetado pela presença de vapor na entrada do evaporador, o que indica mais uma vez, que os separadores de líquido oferecem um grande potencial para aumento de performance.

Wang, Hwang e Radermacher (2008) estudaram bombas de calor com dois estágios e com injeção de vapor, utilizando duas configurações: com separador de líquido e com trocador interno. Eles observaram que a configuração com separadores de líquido fornecia uma capacidade de refrigeração e um coeficiente de performance respectivamente superior em 30% e 20% em relação ao ciclo com trocador de calor interno.

Iwata et al. (2008) estudaram separadores compactos aplicados em bombas de calor. Eles observaram uma redução de até 45% na queda de

pressão no evaporador em relação ao sistema convencional. Análises experimentais mostraram também que o uso de separadores de líquido em bombas de calor com baixas temperaturas de evaporação apresenta o maior potencial de acréscimo de COP e capacidade de gerar frio/calor. Isto se deve ao aumento da entalpia do refrigerante na entrada do evaporador e ao menor volume específico.

Milosevic (2010) investigou os fenômenos relacionados com separadores de líquido em sistemas de condicionamento de ar veicular, utilizando o refrigerante R134a. Ele constatou que a queda de pressão no evaporador é o parâmetro que mais afeta o desempenho do sistema. Ele concluiu também que o COP pode ser incrementado em até 55% com a utilização de separadores de líquido.

Mohamed, Soliman e Sims (2011) verificaram o comportamento de junções do tipo T na configuração de impacto, com entrada na horizontal e saídas inclinadas, utilizando a mistura ar-água e os seguintes regimes de escoamento: estratificado, ondulado e anular. Eles concluíram que a eficiência do separador depende das condições na entrada, da taxa de divisão do escoamento na zona de impacto do separador e da inclinação dos ramais de saída. Eles observaram também que o regime de escoamento estratificado (baixas velocidades de líquido e vapor) é muito sensível ao ângulo do ramal de saída e que a separação ideal é atingida com um ângulo de 0.7° . O escoamento ondulado (alta velocidade de vapor e baixa de líquido) é menos sensível aos ângulos dos ramais de saída e o anular é ainda menos afetado.

Mohamed, Soliman e Sims (2012) estudaram as condições necessárias para completa separação de fases em junção do tipo T na configuração de impacto e em uma ampla faixa de inclinação dos ramais de saída, utilizando o par ar-água. Eles desenvolveram uma correlação baseada na similaridade entre o escoamento e o fenômeno de arraste de gotículas de líquido em pequenos ramais com escoamento vertical, que mostrou-se adequada para prever alguns aspectos do processo de separação. Eles identificaram que a separação era completa até que a velocidade do gás e do líquido atingissem respectivamente de 13.5m/s e 0.25m/s. Além desses limites seriam necessários separadores múltiplos para aumentar a eficiência do processo de separação.

Tuo e Hrnjak (2012) examinaram ciclos de condicionamento de ar operando com e sem separador de líquido. Eles concluíram que os ciclos com separadores de líquido apresentavam COP de 37% a 55% superiores aos ciclos convencionais. Tal comportamento foi associado com a melhor distribuição e a menor perda de carga do refrigerante no evaporador.

Tuo e Hrnjak (2014) expandiram o trabalho de Milosevic (2010) considerando o escoamento de R134a e R410A. Eles verificaram que a eficiência do separador depende fortemente do tipo de escoamento existente logo acima da região de impacto. Eles concluíram também que a eficiência diminui drasticamente quando o escoamento passa de misto para *churn* com o consequente aumento da vazão mássica e/ou título. Uma correlação empírica foi proposta para prever a transição do escoamento com relação aos parâmetros Fr e X_{tt} . Eles observaram ainda que a presença de bolhas de gás no ramal de líquido aumenta com o aumento da vazão volumétrica e decai com o título na entrada do evaporador.

Tuo e Hrnjak (2014) apresentaram uma revisão dos trabalhos sobre separação líquido-vapor em junções do tipo T, na configuração de impacto, e desenvolveram alternativas de projeto para aumentar a eficiência do processo de separação. Eles exploraram escoamentos de R134a e R410A considerando a inclinação do ramal de entrada, e a presença de pré-separação, o diâmetro do ramal de entrada e o formato e localização do ramal de entrada em relação ao centro de simetria dos outros ramais. O intuito era o de evitar a transição do escoamento misto para o *churn* através da redução e da mudança de direção do escoamento líquido e da redução da interação entre as fases. Eles verificaram que a inclinação de 45° era a de melhor eficiência devido a componente vertical do líquido que facilita a separação das fases e reduz a formação de gotículas geradas pelo impacto do jato líquido com a parede do separador. Foi observado ainda que a pré-separação diminui a velocidade do escoamento, tornando-o mais estratificado e facilitando a separação.

A tabela 2.1 apresenta um resumo dos principais trabalhos existentes sobre separação de fases com foco na área de refrigeração. Nota-se que há uma grande lacuna de conhecimento sobre a interação entre as fases durante o processo de separação e também sobre recomendações de projeto de separadores para aplicações domésticas.

Os trabalhos anteriores não exploraram aplicações de refrigeração doméstica e tão pouco fizeram o uso de uma câmara com temperatura controlada para realizar seus ensaios.

Tabela 2.1 - Principais trabalhos sobre separação de fases

Autor	Geometria	Fluido	Condições do escoamento	Vazão [g/s]	Diâmetro [mm]
Azzopardi e Whalley (1982)	Junção T - Run	Ar-Agua	Bolhas, Churn, anular	-	6,35-32
Seeger et al. (1986)	Junção T - Run	Ar-Agua	Bolhas espalhadas, slug, estratificado e anular	-	50
		Vapor-Agua			
Azzopardi et al. (1986,1987)	Junção T - Impact	Ar-Agua	Churn, anular	-	318
Shoham et al. (1987)	Junção T - Run	Ar-Agua	Estratificado ondulado e anular	-	51
Hwang et al. (1989)	Junção T - Impact	Ar-Agua	Bolhas, Bolhas estratificadas	-	380
Mudde et al. (1993)	Junção T - Run	Ar-Agua	Estratificado suave, estratificado ondulado, bolhas	-	100-230
Azzopardi (1994)	Junção T - Run	Ar-Agua	Anular	-	125
Marti e Shoham (1997)	Junção T - Run	Ar-Agua	Estratificado ondulado	-	25,4-50,8
Stacey et al. (2000)	Junção T - Run	Ar-Agua	Anular	-	5
Das et al. (2005)	Junção T - Run	Ar-Agua	Estratificado	-	5
Mak et al. (2006)	Junção T - Run	Ar-Agua	Slug, Anular	-	5
Tae e Cho (2006)	Junção T - Run	R22, R134a, R410A	Churn, Anular	1-71	4,95-11,3
Margaris (2007)	Junção T - Run	Ar-Agua	Estratificado	-	52 e 203
El-Shaboury et al. (2007)	Junção T - Impact	Ar-Agua	Estratificado, estratificado ondulado, anular	-	37,8
Milosevic e Hrnjak (2010)	Junção T - Impact	R134a	Escoamento Bifásico desenvolvido	10-40	8,7 e 18,3
Mohamed et al. (2011, 2012)	Junção T - Impact	Ar-Agua	Estratificado, ondulado, anular	-	13,5
Tuo e Hrnjak (2012)	Junção T - Impact	R134a	Escoamento Bifásico desenvolvido	15-27	8,7-18,3
Tuo e Hrnjak (2014a)	Junção T - Impact	R134a	Misto-Churn	10-35	8,7-18,3
Tuo e Hrnjak (2014b)	Junção T - Impact	R134a	Misto-Churn	30-40	8,7

3 SEPARADORES DE LÍQUIDO

3.1 PRINCÍPIO DE SEPARAÇÃO

O arraste de partículas líquidas por um fluxo de vapor ocorre devido ao contato entre as fases líquida e gasosa, a transferência de massa na interface ou em decorrência de um processo térmico como a condensação. Esse fenômeno é típico de colunas de destilação e de evaporadores. Gotículas podem resultar de partículas desprendidas da interface ou de jatos de líquido/vapores na interface. Isso ocorre geralmente quando a velocidade relativa entre o vapor e o líquido é elevada o que possibilita o desprendimento de gotículas da interface. Este tipo de situação ocorre principalmente em escoamentos bifásicos em tubulações.

Gotículas são também formadas através de processos termodinâmicos como, por exemplo, a condensação de gases. Em vazões elevadas as partículas líquidas não se depositam sob o efeito da força gravitacional, permanecendo suspensas na fase gasosa.

Separadores de líquidos são dispositivos projetados para promover a separação das fases em um escoamento. Eles podem ser agrupados em duas categorias, de acordo com os princípios físicos que regem o processo de separação: gravitacionais e inerciais. Os separadores podem também ser agrupados com base na tecnologia adotada para promover o processo de separação: gravitacionais, centrífugos, filtro defletor, eliminador de gotículas e líquido-vapor coalescedor.

Os separadores gravitacionais podem ser horizontais ou verticais, com ou sem pré-separadores no ramal de entrada e com ou sem eliminadores de gotículas no ramal de gás.

Os separadores centrífugos aceleram o escoamento em torno do eixo de simetria do separador, este raio pode muitas vezes ter seu comprimento variável, para aumentar a separação das fases.

Existem diversos tipos de eliminadores de gotículas, os quais podem ser classificados de acordo com o mecanismo de captura: deposição difusional, interceptação direta, interceptação inercial e deposição gravitacional. O primeiro é efetivo somente na separação de aerossóis bem dispersos com gotículas tipicamente menores que 1 μ m (gotículas pequenas o suficiente para serem afetadas pelo movimento Browniano). O segundo despreza a massa da gotícula e admite que esta é separada ao colidir com o alvo, que pode ser uma fibra ou fio. O terceiro tipo considera a massa da gotícula e prevê a quantidade de movimento necessária para desviá-la do fluxo de vapor. O último tipo é restrito a

partículas grande e baixas velocidade do fluxo de vapor, ocorrendo a separação através da ação da força gravitacional. Cada um destes mecanismos dependente do tamanhos das gotículas presentes no escoamento.

Os separadores gravitacionais são os mais simples, baseados na relação entre o peso das gotículas líquidas e a força de arraste induzida pelo vapor. Os separadores centrífugos, são mais eficientes porque a força centrífuga pode ser de até três ordens de magnitude superior à força gravitacional. Os separadores inerciais, filtro defletor e eliminador de gotículas, utilizam-se de impactos inerciais para reduzir a velocidade das gotículas de líquido arrastadas pelo vapor e ou promover a sua coalescência. Tais separadores são compostos por caminhos tortuosos por onde o vapor passa e as gotículas de líquido, devido a sua inércia, tendem a colidir. Desta forma a velocidade das gotículas de líquido é reduzida, o que promove a coalescência e a deposição no fundo do separador. O líquido-vapor coalescedor, utiliza o movimento Browniano ou interceptação difusional, decorrente da colisão de pequenos aerossóis com moléculas de vapores. Estas colisões promovem o desvio dos aerossóis do escoamento, aumentando assim a probabilidade de que colidam com alguma fibra na superfície do separador e, conseqüentemente, de remoção.

3.1.1 Separadores Gravitacionais

Os separadores gravitacionais, como mencionado anteriormente, utilizam um balanço entre a força gravitacional e a força de arraste induzida pelo vapor em movimento. Separadores com maior seção transversal são mais eficientes porque a velocidade do vapor é menor. São indicados para gotículas com diâmetro da ordem de 300 μm , portanto são empregados como primeiro estágio na separação de instalações indústrias.

Os separadores gravitacionais podem ser verticais ou horizontais. A Figura 3.1 mostra as configurações mais usuais. Os verticais são geralmente utilizados em escoamento com título de baixo a moderado. Neste tipo de separador o escoamento entra através de uma abertura que tem por objetivo distribuir o fluxo na câmara de separação. Este ramal de entrada pode conter dispositivos para promover uma pré-separação do escoamento. Na câmara de separação, o líquido tende a se depositar no fundo e o vapor na parte superior. Em cada extremidade há orifícios por onde as fases são coletadas. Pequenas gotículas de líquido podem ser arrastadas pelo vapor, portanto o projeto da seção transversal é

fundamental para o bom desempenho do separador. Eles ocupam um volume pequeno e a sua eficiência não depende do nível de líquido já que a área disponível para o fluxo de vapor permanece constante. Os separadores horizontais são mais eficientes com grandes quantidades de líquido e alto título, sendo geralmente utilizados em escoamentos trifásicos. O escoamento entra geralmente pela lateral do separador, de forma análoga ao vertical, com o líquido se depositando no fundo e o vapor permanecendo na parte superior. Como as gotículas de líquido ou bolhas de vapor movem-se perpendicularmente ao escoamento, ao contrário do que ocorre no separador vertical, a separação é facilitada.

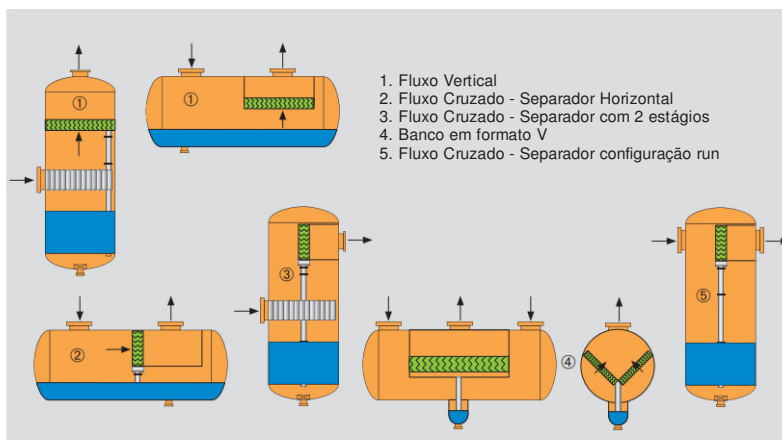


Figura 3.1 – Tipos de separadores gravitacionais (Sulzer, 2014).

3.1.2 Separadores Centrífugos

Os separadores centrífugos, mostrado na Figura 3.2, também conhecidos como ciclones, utilizam a força centrífuga gerada pelo rotacionamento do escoamento para separar as fases. Como a aceleração centrípeta é maior que a gravitacional, eles apresentam melhores eficiências. São empregados para separar gotículas maiores que 100 μm , porém apresentam boa eficiência para gotículas de até 10 μm . Tais separadores são menores, devem ser projetados para faixas de operação mais estreitas, e geram uma considerável queda de pressão.

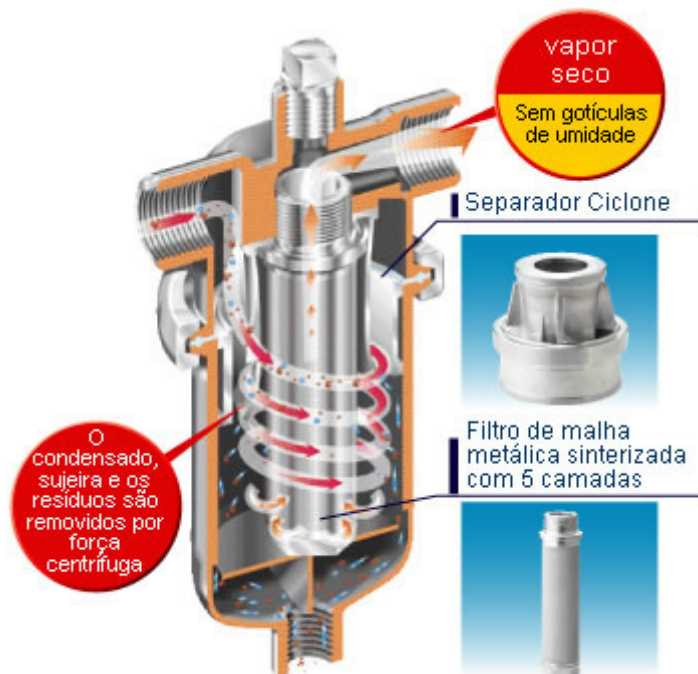


Figura 3.2 – Separador do tipo Ciclone (TLV, 2014).

3.1.3 Eliminador de Gotículas

Os eliminadores de gotículas surgiram em 1947 com o intuito de remover gotículas de fluxos de vapores. Esses dispositivos possuem uma grande área superficial e um pequeno volume, que facilitam a coleta das gotículas sem impedir a passagem do vapor.

A ação desse componente se dá através da colocação de uma rede fibrosa no fluxo de vapor. A rede é formada por múltiplas camadas de mantas de fios entrelaçados. Ao passar pela rede o vapor facilmente encontra um caminho em torno dos fios enquanto as gotículas, por terem maior inércia, colidem com os fios e se separam do escoamento, como mostrado na Figura 3.4. As gotículas separadas formam um filme em torno das fibras e escorrem para a parte inferior da rede. Isto ocorre até que o filme líquido forme grandes gotículas que caem em direção ao fundo do tanque. A malha é geralmente metálica, com diâmetro de aproximadamente 0.3 mm, porosidade de 97 % e espessura de 100 mm.

Este tipo de separador é indicado para gotículas de diâmetro entre 1 a 5 μ m. A queda de pressão é reduzida e, assim como outros separadores a seção transversal deve ser grande para diminuir a velocidade do vapor.

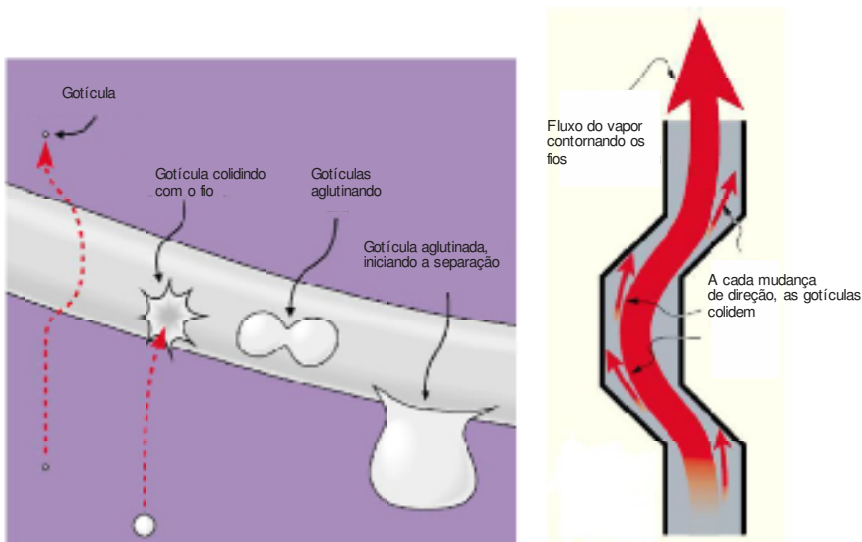


Figura 3.3 – Mecanismo de operação de um eliminador de gotículas (Milosevic, 2010).

3.1.4 Filtro Separador do tipo defletor

Consistem basicamente de uma série de placas tortuosas uniformemente espaçadas e próximas, posicionadas na direção do escoamento e dispostas dentro de um vaso, com o objetivo de promover a colisão das gotículas de líquido com as placas e consequentemente a sua deposição no fundo do vaso. O fluxo de vapor sofre mudanças bruscas de direção, percorrendo assim o espaço livre entre as placas. No entanto, as gotículas não conseguem mudar continuamente de direção e colidem com as placas. Dessa forma, um filme líquido se forma na superfície das placas, o qual é drenado pela força gravitacional para a seção destinada a reter o líquido.

Os tipos mais comuns são mostrados na Figura 3.4, o de fluxo vertical (a) e o de fluxo horizontal (b). O projeto dos filtros verticais é fixado na definição dos espaços adequados para a drenagem do líquido, sendo o caso mais comum aquele onde o líquido é drenado contra o fluxo de vapor. Existe uma carência significativa de informações sobre o efeito

da geometria da placa defletora sobre o desempenho de filtros horizontais. No entanto, a exemplo de filtros verticais a definição dos espaços para drenagem do líquido seja um parâmetro fundamental de projeto deve-se registrar que o percurso do escoamento e a posição das fendas de drenagem são também cruciais para operação com alta eficiência. Gardner (1977), por exemplo, relatou a ocorrência de filmes líquidos nas proximidades das fendas de drenagem, resultando na formação de vórtices em locais inadequados e impossibilitando a drenagem do líquido pelas fendas.

Este tipo de separador possui boa eficiência com gotículas de tamanho médio de 7 a 20 μm , sendo indicados para escoamentos com alta taxa de gotículas por unidade de volume. Além disto, operam com baixa queda de pressão e com pressões elevadas da ordem de 75 a 100 bar. São também sensíveis a velocidade do vapor, porém menos sensíveis do que os eliminadores de gotículas.

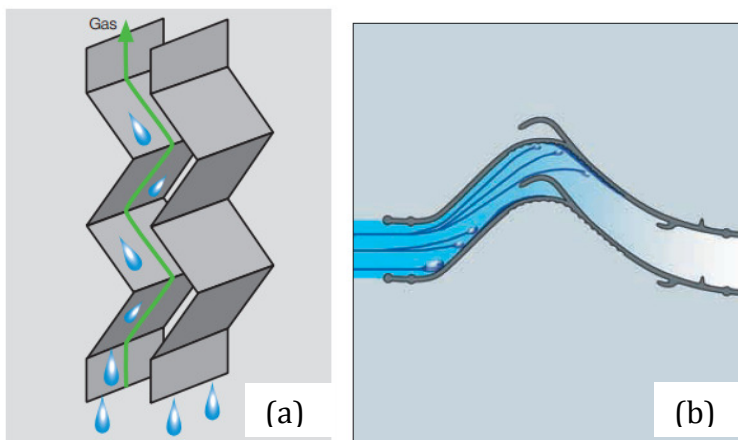


Figura 3.4 – Separador do tipo Placa Defletora.

3.1.5 Separador Líquido-Vapor Coalescedor

Os cartuchos coalescedores líquido-vapor combinam as características de eliminadores de gotículas e separadores defletores, porém não são indicados para remover grandes quantidades de gotículas de um escoamento. Em sistemas de grandes fluxos, o coalescedor é geralmente instalado após um separador gravitacional ou inercial. Um coalescedor pode ser utilizado para separar gotículas entre 0.1 e 10 μm , e quando adequadamente projetado pode operar com maiores velocidades

do que eliminadores de gotículas e separadores defletores sem re-arraste de líquido e aumento da queda de pressão. A Figura 3.5 mostra os mecanismos de separação presente neste tipo de separador.

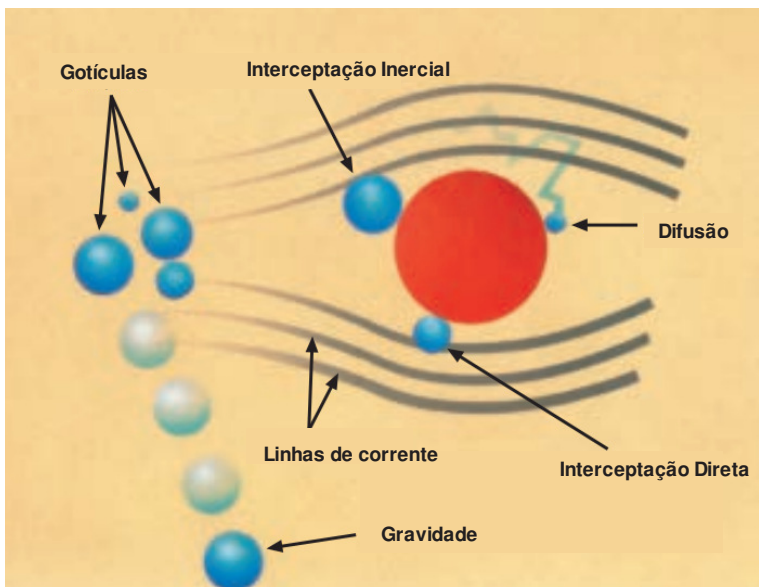


Figura 3.5 – Mecanismos de separação de gotículas (Sulzer, 2014).

3.2 CLASSIFICAÇÃO DOS SEPARADORES

Os separadores podem ser subdivididos em verticais, horizontais e esféricos, dependendo do formato. Além disso, eles podem ser classificados de acordo com o número de fases a serem separadas, duas fases (líquida-vapor) ou três fases (líquida-líquida-vapor).

Independentemente do tipo, o tanque de separação primário possui 4 zonas principais, além dos controles necessários. A Figura 3.6 e 3.7 mostram essas zonas respectivamente para separadores horizontais e verticais.

A seção de separação primária localiza-se logo na entrada do vaso, onde o escoamento choca-se com dispositivos defletores ou passa por um difusor com o objetivo de separar a maior do líquido do fluxo de vapor. Existem vários tipos de dispositivos que podem ser colocados na entrada

do separador, tais como: placas defletoras, tubo metade aberto, cotovelo, ciclone e palheta.

A seção de sedimentação ou seção de separação secundária, ocupa a porção superior do separador, e é projetada para que a força gravitacional separe a maior parte das gotículas líquidas arrastadas pelo gás, restando apenas as gotículas de pequeno diâmetro para serem capturadas nas demais seções.

A seção inferior do separador é chamada de zona de coleta de líquido. Em separadores bifásicos de líquido-vapor, a seção de coleta de líquido serve também para permitir a desgaseificação. Em separadores trifásicos, esta seção permite a separação do líquido mais denso do menos denso. Esta parte do separador serve também para acomodar variações do volume líquido devido a variações das condições de operação do separador.

A porção mais superior do separador é chamada de zona de extração de névoa ou seção de aglutinação. Localiza-se na saída do separador e é composta por dispositivos mecânicos com elevada área de contato como redes de malhas ou placas defletoras para permitir a coalescência das gotículas remanescentes no fluxo de vapor.

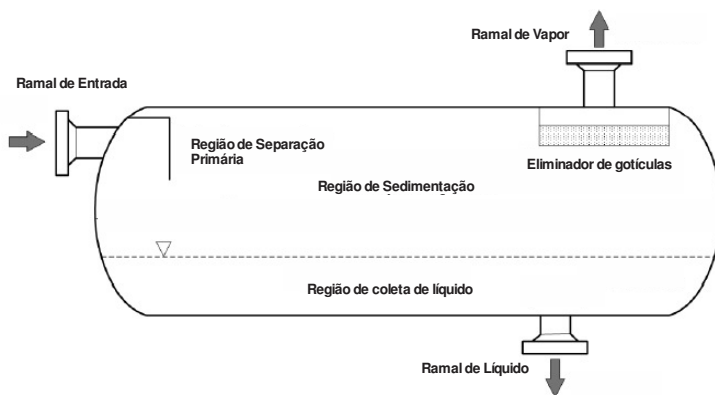


Figura 3.6 – Separador do tipo horizontal.

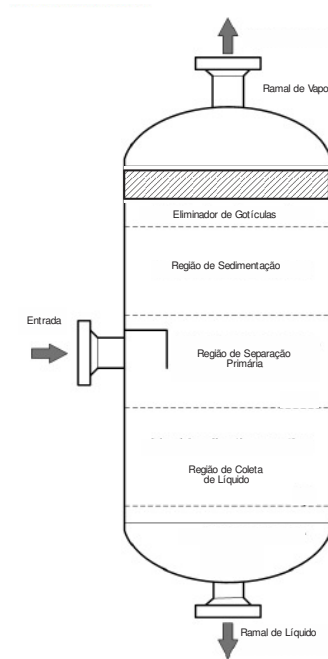


Figura 3.7 – Separador do tipo vertical.

3.3 EFICIÊNCIA DE SEPARADORES

Segundo Milosevic (2010) e Tuo e Hrnjak (2014), independentemente do tipo de separador, o seu desempenho é geralmente indicado através de duas eficiências, η_{liq} e η_{vap} , expressas matematicamente através das equações 3.1 e 3.2.

$$\eta_{liq} = \frac{\dot{m}_{liquido_{saida_liquido}}}{\dot{m}_{liquido_entrada}} \quad \therefore \quad \frac{\dot{m}_{liquido_{saida_liquido}}}{\dot{m} * (1 - x)} \quad (3.1)$$

$$\eta_{vap} = \frac{\dot{m}_{vapor_{saida_vapor}}}{\dot{m}_{vapor_entrada}} \quad \therefore \quad \frac{\dot{m}_{vapor_{saida_vapor}}}{\dot{m} * x} \quad (3.2)$$

onde \dot{m} e x se referem respectivamente a vazão mássica e ao título na entrada do separador considerando processo adiabático.

Em um separador ideal, ambos rendimentos serão de 100 %. Em aplicações práticas, instalações de grande porte de refrigeração com separadores centrífugos é possível atingir rendimentos de até 98 % (TLV 2014).

4 APARATO EXPERIMENTAL

O aparato experimental desenvolvido no âmbito desse trabalho é essencialmente um circuito de refrigeração composto por um separador de óleo, um conjunto de filtros coalescentes, um condensador aletado acoplado a um ventilador de rotação variável, uma válvula micrométrica em série com um tubo capilar, um evaporador, um trocador de calor interno e um compressor de capacidade variável. O par válvula micrométrica - tubo capilar foi adotado como dispositivo de expansão para facilitar o ajuste da pressão de evaporação. O circuito possui ainda um *by-pass* do gás de descarga, também para controlar as condições de operação, especialmente na entrada do separador. A seção de teste – o separador propriamente dito – foi instalado dentro de um freezer comercial, dotado de resistências elétricas para controle da temperatura. Cada uma das saídas da seção de teste está conectada a um cilindro onde existem também válvulas micrométricas. Os cilindros por sua vez, estão conectados ao circuito de refrigeração para garantir o retorno do fluido refrigerante.

A Figura 4.1 mostra uma foto do aparato experimental e a Figura 4.2 um diagrama esquemático. Um grande diferencial deste trabalho é o ambiente climatizado no separador, o que elimina a possibilidade de evaporação do refrigerante e consequente influência nos resultados.



Figura 4.1 – Foto do aparato experimental.

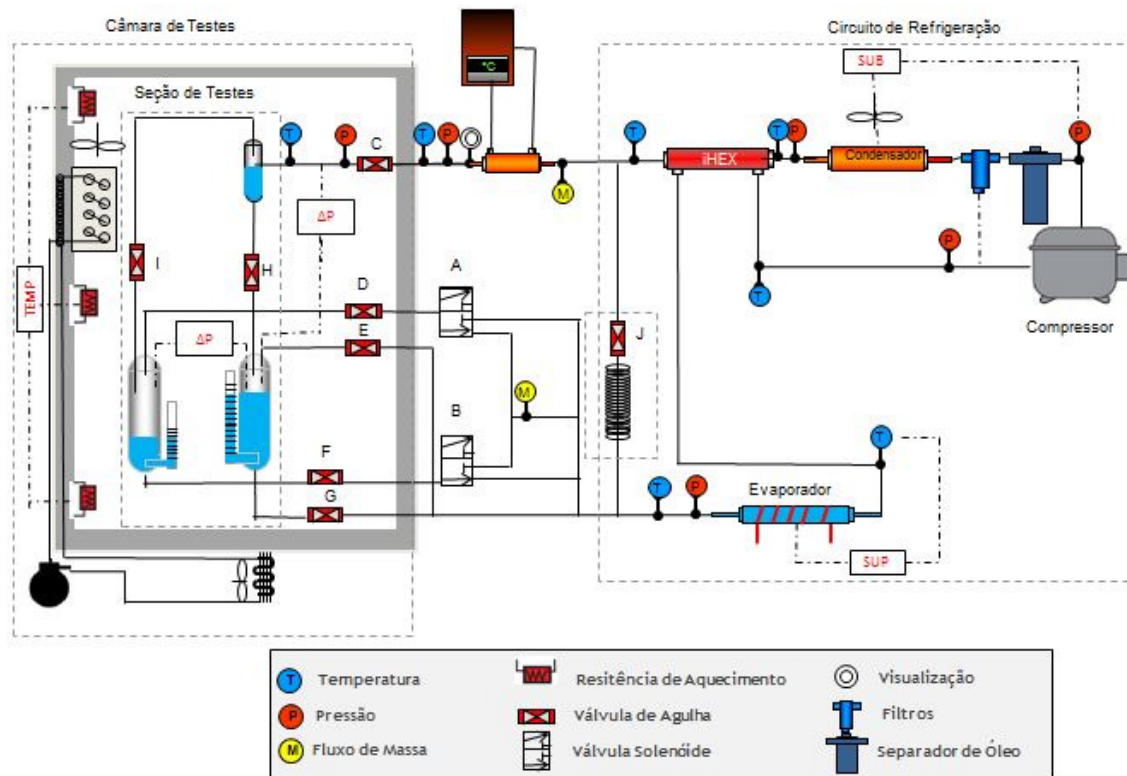


Figura 4.2 – Esquema do aparato experimental.

4.1 CIRCUITO DE REFRIGERAÇÃO PRINCIPAL

O subsistema de refrigeração fornece fluido refrigerante para a seção de testes e recolhe o refrigerante proveniente dos tanques de coleta. Este sistema foi projetado para ser robusto o suficiente para que eventuais perturbações causadas pela drenagem de fluido refrigerante não afetassem as pressões de condensação e evaporação. Para tanto construiu-se um aparato experimental com controle das pressões de condensação, de evaporação e da rotação do compressor.

O compressor empregado é de velocidade variável, modelo VEMB11C, fabricado pela Embraco. O inversor do compressor permite ajuste de rotação entre 1200 a 4500 rpm. O volume deslocado é de 11 cm³ e o fluido empregado é o R600a (isobutano).

Da saída do compressor, o fluido refrigerante passa por um separador de óleo e por um conjunto de filtros coalescentes para evitar a presença de óleo na seção de testes.

O fluido refrigerante, agora isento de óleo segue para um condensador do tipo tubo aletado com fluxo forçado de ar. A pressão de condensação é controlada através da rotação do ventilador do condensador, utilizando um sinal entre 0 a 10 V. Do condensador o refrigerante segue para um trocador de calor interno modelo HE 0.5, fabricado pela *Danfoss*.

Do trocador de calor interno o refrigerante passa por uma válvula micrométrica, modelo M e fabricado pela *Swagelok*, associada em série com um capilar de diâmetro interno de 0,91 mm e comprimento de 2 m.

O capilar é conectado a um evaporador formado por 10 m de tubo de 6,35 mm de diâmetro, dobrado entre duas placas de alumínio onde existe uma resistência elétrica.

A saída do evaporador o refrigerante volta ao trocador de calor interno e de lá ao compressor.

4.2 CIRCUITO SECUNDÁRIO

Este circuito é ligado ao circuito principal através de uma válvula do tipo *on-off* também fabricada pela *Danfoss*. Logo no início desse circuito existe um trocador de calor do tipo tubo em tubo contracorrente conectado a um banho termostático, modelo MA-083, fabricado pela Marconi, que garante o subresfriamento necessário e um medidor de vazão Coriolis, fabricado pela *Siemens*, conectado logo em seguida.

Uma válvula micrométrica, modelo S-4MG, fabricada pela *Swagelok* é utilizada para promover a expansão do refrigerante nesse circuito. Antes e após a válvula são realizadas leituras de pressão e da temperatura, com transdutores de pressão absoluta, modelo P3MB, fabricado pela *HBM*, e com termopares do tipo T.

Após a válvula, o fluido atinge a seção de teste, ou seja, o separador propriamente dito. O separador é ligado a dois cilindros modelo 304L-HDF4-1000, fabricados pela *Swagelok*, que tem como função separar o líquido do vapor.

Tanto na entrada como na saída dos cilindros existem válvulas micrométricas modelos M e S, fabricadas pela *Swagelok*. Entre os cilindros existe um transdutor de pressão diferencial, modelo PD-1, fabricado pela *HBM*. O objetivo deste transdutor é possibilitar o ajuste das válvulas H e I, mostradas na Figura 4.2. Estas válvulas devem ser reguladas para manter o diferencial de pressão próximo a zero, ou seja, ambos os ramais devem ter a mesma pressão. Outro transdutor de pressão diferencial, de mesmo modelo e fabricante foi instalado na entrada do separador e após a válvula micrométrica para medir a queda de pressão do refrigerante na passagem pelo separador-válvula.

As válvulas da saída do cilindro tem como objetivo permitir a presença de um selo líquido em cada cilindro e, deste modo, garantir a efetiva separação das gotículas ou vapor arrastados pelos ramais que estão conectados.

Após as válvulas montadas nas saídas dos cilindros, existem válvulas solenóides que controlam a passagem de refrigerante para um medidor de vazão mássica, modelo CFM7, fabricado pela *Micromotion*.

4.3 CÂMARA DE TESTES

Optou-se por utilizar, como câmara de testes, um freezer, modelo VF50F, fabricado pela *Metalfrío*.

A câmara é composta por um sistema de refrigeração, um sistema de circulação de ar e por um conjunto de resistências elétricas. A temperatura interna é medida através de 8 termopares localizados próximos as paredes da câmara que enviam a média, um sinal para um controlador do tipo PID (Proporcional-Integral-Derivativo) que, por sua vez, atua sobre uma bateria de resistências elétricas localizadas no fundo da câmara, como ilustrado na Figura 4.3.

Desse modo, procura-se manter a temperatura da câmara de testes constante e igual a temperatura de saturação do fluido refrigerante no

separador para assim, eliminar o efeito da transferência de calor (evaporação) sobre os resultados do separador.

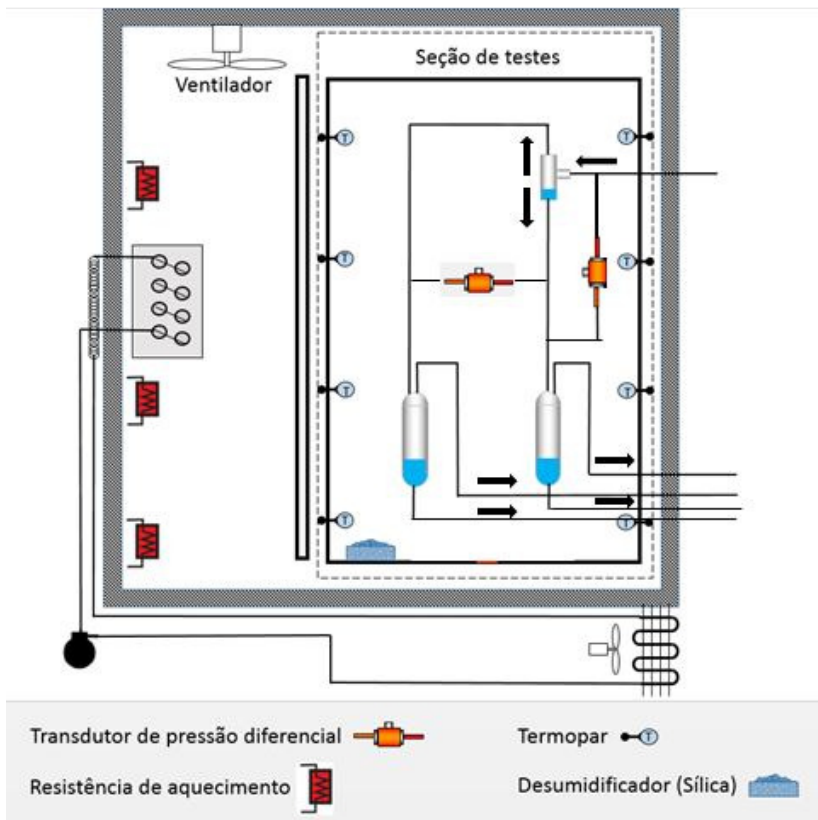


Figura 4.3 – Esquema da Câmara de Testes.

4.4 SEÇÃO DE TESTES

As seções de testes (separadores) foram fabricadas em acrílico, polido interna e externamente, no formato da letra T. Um dos protótipos possui um diâmetro interno de 12,7 mm e o outro de 6,35 mm. Tais valores foram escolhidos com base no modelo matemático, apresentado no capítulo 5. A figura 4.4, ilustra os protótipos empregados.

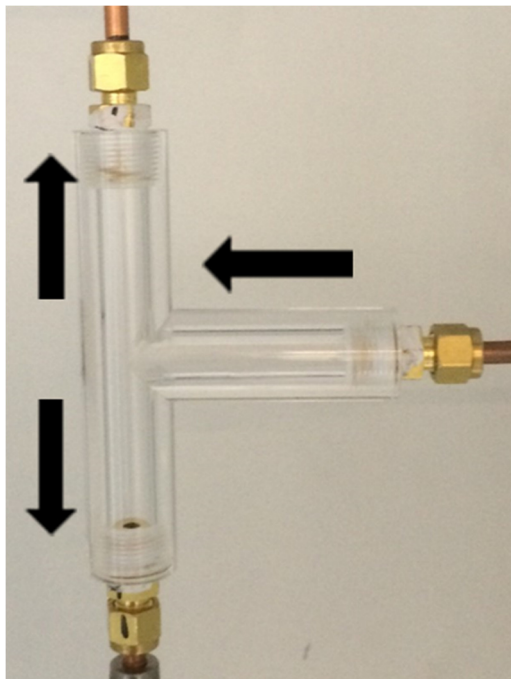


Figura 4.4 – Separador do tipo T.

4.5 SISTEMA DE MEDIÇÃO E CONTROLE

As pressões foram medidas com transdutores de pressão absoluta. Tais sensores geram um sinal proporcional à tensão de alimentação e pressão aplicadas, os quais são capturados por um sistema de aquisição, modelo 34980A, fabricado pela *HP*. As temperaturas do refrigerante foram medidas com termopares do tipo T fixados sobre a tubulação através de cinta plástica e fita adesiva dielétrica. Utilizou-se também pasta térmica para diminuir a resistência de contato entre o termopar e a superfície do tubo. A temperatura, antes e depois da válvula de expansão do circuito secundário, foi medida com termopares de imersão, também do tipo T.

A Tabela 4.1 mostra os transdutores utilizados e suas respectivas incertezas de medição (Ver Apêndice A).

Tabela 4.1 – Transdutores e Incertezas de Medição.

Grandeza Medida	Princípio de Medição	Faixa de Medição	Incerteza do Transdutor
Temperatura [°C]	Tempopar tipo T	-30,0 – 200,0	±0,3
Pressão [bar]	Strain gage	0 – 10,00	±0,1
Vazão mássica [kg/h]	Coriolis	0 – 5,00	±0,05
Pressão diferencial [bar]	Membrana	0 – 0,10	±0,01

4.5.1 Controle das Temperaturas de Evaporação e Condensação.

A temperatura de condensação foi controlada com o auxílio de um controlador PID acoplado a um relé de estado sólido, que atua sobre a rotação do ventilador.

O grau de superaquecimento na saída do evaporador foi controlado por um controlador do tipo PID acoplado a um relé de ângulo de fase, que atua sobre uma resistência elétrica que envolve o evaporador.

A temperatura de evaporação foi controlada pela ação simultânea do compressor e do par válvula micrométrica – tubo capilar.

4.5.2 Controle da Vazão Mássica.

A vazão de refrigerante no circuito principal foi controlada através da rotação do compressor, utilizando-se um software desenvolvido na plataforma LabView. No circuito secundário, a vazão foi controlada pela abertura da válvula de expansão.

4.5.3 Controle das Condições de Operação.

A temperatura na entrada da seção de testes foi controlada por um trocador de calor, conectado a um banho termostático. A pressão na entrada da válvula foi encontrada subtraindo-se a pressão exercida pela coluna de líquido entre o condensador e a válvula da pressão de condensação.

4.5.4 Repetitividade do Aparato Experimental

A repetitividade do aparato experimental é ilustrada na Tabela 4.2, que mostra alguns parâmetros obtidos através de seis ensaios realizados sob as mesmas condições operacionais e em dois dias diferentes. Tais testes foram realizados com uma vazão de entrada de 500g/h e título de 17%. Observa-se que o aparato experimental é confiável, conseguindo reproduzir os dados experimentais dentro de uma banda de erro aceitável.

Tabela 4.2 – Parâmetros coletados.

Dia	Massa_in [g/h]	Mass_out [g/h]	P_sub [bar]	P_int [bar]	T_sub [°C]
01/09/14	506,86	0	4,66	0,84	8,3
01/09/14	502,62	0	4,70	0,88	8,3
01/09/14	490,98	0	4,72	0,84	8,3
08/09/14	499,42	0	4,66	0,88	8,1
08/09/14	496,57	0	4,61	0,87	8,2
08/09/14	500,40	0	4,63	0,86	8,0

4.6 PLANEJAMENTO DOS ENSAIOS

Os ensaios foram realizados em um ambiente climatizado, com a temperatura mantida em aproximadamente 20°C. Os ensaios foram divididos em três etapas.

Na primeira etapa variou-se o título do refrigerante na entrada da seção de testes e observou-se o comportamento do separador. Em seguida buscou-se a condição de operação ideal, formação de selo de líquido no ramal de líquido, através da regulação das válvulas micrométricas.

Na segunda etapa explorou-se o efeito da vazão mássica sobre o comportamento do separador. Da mesma forma buscou-se a condição de operação que garantisse a separação total das fases.

Finalmente investigou-se o efeito da pressão na entrada e do nível de líquido sobre o desempenho do separador.

4.7 PROCESSAMENTO DE DADOS

Um *software* desenvolvido na plataforma EES foi utilizado para calcular o título de refrigerante na entrada da seção de testes. A partir desse valor foram calculadas as vazões de líquido e vapor na entrada do separador. As eficiências de separação foram então calculadas, a partir das vazões na entrada e saída do separador.

4.8 INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

As incertezas de medição foram estimadas combinando as informações metrológicas disponíveis nos manuais dos equipamentos de medição com a incerteza padrão das observações. Através dessa abordagem identificou as variáveis independentes com maior efeito sobre a incerteza combinada do título. Desta forma, para reduzir a incerteza do título na entrada na seção de testes mediu dois parâmetros, temperatura e pressão. E optou-se por utilizar a pressão devido a menor incerteza associada. O anexo A apresenta a metodologia de cálculo de incerteza adotada e os seus respectivos valores são mostrados na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Incertezas expandidas.

Incerteza	T [°C]	P [bar]	\dot{m} [kg/h]	x [%]	η [%]
u_s	0,3	0,1	0,050		2,5
u_o	0,2	0,1	0,030	2,5	2,5
U	0,7	0,28	0,117	5,0	5,0

4.9 AQUISIÇÃO DE IMAGENS

As imagens do escoamento na seção de teste foram capturadas utilizando uma câmera de alta velocidade, modelo *i-speed TR*, fabricada pela *Olympus*, acoplada a uma lente modelo *Makro-Plannar* e distância focal de 100 mm, fabricada pela *Zeiss*. Um conjunto de refletores foram utilizados para iluminar a seção de testes. A Figura 4.5 mostra a configuração utilizada. Foram utilizadas velocidades de captura de 3000 e 4000 quadros por segundo.



Figura 4.5 – Sistema de aquisição de imagens.

4.10 METODOLOGIA DE ENSAIO

O aparato experimental foi monitorado através de transdutores de temperatura, pressão, e de vazão mássica. Os sinais enviados pelos sensores foram capturados e analisados por um sistema de aquisição de sinais. Os resultados experimentais foram processados através de um software desenvolvido na plataforma LabView.

Em linhas gerais o procedimento de teste é o seguinte:

- No início do teste, todas as válvulas encontram-se abertas com exceção da válvula C indicada na Figura 4.2. Aguarda-se até que as pressões de condensação e evaporação se estabilizem.

- Neste momento, a válvula C é aberta, permitindo que o refrigerante passe pela secção de testes.
- O estado (pressão e título) e vazão mássica do refrigerante na entrada do separador são então estabelecidos, através do ajuste das válvulas C e J.
- O nível de líquido no separador é estabelecido através das válvulas H e I.
- Os sinais enviados pelo medidor de vazão mássica são registrados pelo computador.
- As eficiências de separação de cada fase são avaliadas através das equações apresentadas no capítulo 3 (3.1) e (3.2).
- O estado ou a vazão do refrigerante são alterados com o auxílio das válvulas C e J, juntamente com a alteração da temperatura do banho do trocador do circuito de refrigeração secundário e o procedimento é repetido.

5 MODELO MATEMÁTICO

Como os sistemas domésticos de refrigeração operam com baixas velocidades e as tubulações apresentam mudanças de direção, o que facilita a estratificação do escoamento, optou-se por estudar separadores gravitacionais pois esses são de mais fácil construção e mais viáveis economicamente.

Neste tipo de separador, existem três regiões, a zona de entrada, onde ocorre a estratificação e uma pré-separação do escoamento, a zona de separação primária, onde ocorre a separação das fases e a zona secundária, onde ocorre a separação das gotículas arrastadas pelo vapor.

A zona de entrada deve ser projetada para que as fases possuam baixas velocidades, tenham uma interface bem definida entre elas e com pouca ondulação.

A zona primária de separação deve ser concebida para evitar que jatos líquidos colidam com as paredes internas do separador e assim formem gotículas que possam ser arrastadas. Esta seção deve permitir que o vapor liberado do líquido possa seguir facilmente para o ramal de vapor.

A zona de separação secundária deve ser projetada para permitir que a velocidade terminal, ou de queda, da gotícula seja maior que a velocidade do vapor, quanto maior esta diferença, menor o comprimento necessário para que as gotículas sejam libertadas do arraste do vapor.

Em aplicações domésticas, o separador é alimentado com a condição de saída do tubo capilar, razão pela qual o separador vertical é mais indicado. Por causa disso a modelagem abordará a teoria de sedimentação com foco em separadores gravitacionais verticais.

Para tanto é preciso assumir que as gotículas sejam esféricas e se depositem em uma fase continua. Esta hipótese é válida para números de Weber inferior a 6 de acordo com Villermaux e Bossa (2009). Tal parâmetro é expresso através da razão entre a força inercial e a força da tensão superficial, como indicado a seguir:

$$We = \frac{\rho \cdot v^2 \cdot d_{goticula}}{\sigma} \quad (5.1)$$

Sempre que existir movimento relativo entre uma partícula e um fluido existirá uma força de arraste sobre a partícula. Assumindo que as três principais forças que agem sobre a gotícula são: gravidade (orientada para baixo), empuxo gravitacional (oposta à força gravitacional) e arraste

(oposta a direção da velocidade da partícula), a resultante destas três forças provoca a aceleração e o movimento da gotícula, na direção da força resultante. No projeto do separador é preciso determinar o tamanho da câmara de separação para que o somatório as forças de arraste e de empuxo gravitacional seja inferior à ação da força gravitacional, permitindo assim que a gotícula se separe do fluxo de vapor. O balanço de forças sobre uma gotícula, é expresso através da lei de Newton:

$$\sum_{i=1}^n \vec{F}_i = m \cdot \vec{a} \quad (5.2)$$

Assim, considerando a componente vertical:

$$-F_g + F_b + F_d = m \cdot a \quad (5.3)$$

onde:

$$m = \rho_l \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \frac{d_d^3}{8} \quad (5.4)$$

$$F_g = m \cdot g \quad \therefore \quad \rho_l \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \frac{d_d^3}{8} \cdot g \quad (5.5)$$

$$F_b = \rho_v \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \frac{d_d^3}{8} \cdot g \quad (5.6)$$

$$F_d = \frac{1}{2} \cdot \rho_v \cdot U^2 \cdot \pi \cdot \frac{d_d^2}{4} \cdot C_D \quad (5.7)$$

onde U é a velocidade relative entre as fases.

O coeficiente de arraste C_D para uma esfera pode ser estimado em uma ampla faixa de Reynolds, com base em várias expressões disponíveis na literatura (Bird, 1960).

$$C_D = \frac{24}{Re} \quad \text{para } Re < 1 \quad (5.8)$$

$$C_D = \frac{18.5}{Re^{\frac{3}{5}}} \quad 1 < Re < 500 \quad (5.9)$$

$$C_D = 0.44 \quad 500 < Re < 2 \times 10^5 \quad (5.10)$$

ou ainda Gerhart (1985):

$$C_D = \frac{24}{Re} + \frac{3}{\sqrt{Re}} + 0.34 \quad Re < 2 \times 10^5 \quad (5.11)$$

onde:

$$Re = \rho_v \cdot U \cdot \frac{d_d}{\mu_v} \quad (5.12)$$

Caso as três forças mencionadas estejam balanceadas, a velocidade de queda da gotícula pode ser determinada. Esta velocidade é conhecida como velocidade terminal sendo expressa da seguinte forma:

$$v_t = \sqrt{\frac{4 \cdot g \cdot D_d \cdot (\rho_l - \rho_v)}{3 \cdot \rho_v \cdot C_D}} \quad (5.13)$$

A expressão para a velocidade da gotícula pode então ser derivada a partir da integração da aceleração:

$$v(t) = v_0 + \int_0^t \frac{-F_g + F_b + F_D}{m} \cdot dt \quad (5.14)$$

A expressão para a trajetória da gotícula pode então ser obtida a partir da integração da expressão da velocidade:

$$y(t) = y_0 + \int_0^t v(t).dt \quad (5.15)$$

O aumento da velocidade do vapor aumenta a força de arraste agindo sobre a gotícula. No limite, quando a força gravitacional líquida - gravidade menos força de flutuação - se iguala à força de arraste, a aceleração da gotícula é zero e portanto a gotícula cai em direção ao fundo do separador com uma velocidade constante e igual a velocidade terminal. Qualquer incremento adicional de velocidade provoca uma redução na taxa de sedimentação de gotículas. Quando a velocidade gera uma força de arraste exatamente igual em magnitude à força gravitacional líquida a gotícula permanece estacionária, como se estivesse flutuando. Incrementos de velocidades provocam o movimento da gotícula na direção do fluxo do vapor até o ponto onde a velocidade da partícula se iguala do vapor. A Figura 5.1 ilustra esta distribuição de forças e velocidades.

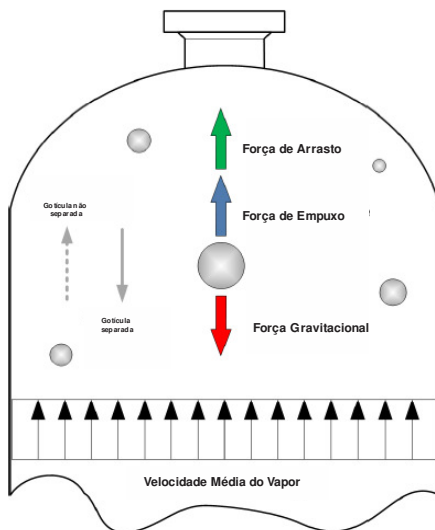


Figura 5.1 – Forças sobre uma gotícula arrastada.

Desta forma, sabendo-se a distribuição de tamanho e de velocidade das gotículas formadas na zona de impacto do separador, pode-se prever a eficiência de separação. Determinar a distribuição de gotículas é muito complexo, como mostrado na literatura pelos estudos de Swanborn (1988,

apud Andreussi e Azzopardi, 1984, Tatterson, 1975, Ishii, 1975). Da mesma forma, prever a velocidade das gotículas também não é fácil como apresentado por James et al (1980) e Andreussi e Azzopardi (1984), pois a velocidade da gotícula depende da tensão interfacial e a mesma é função do fator de atrito. Como mostrado por Wallis (1969), Hugmark (1973), o fator de atrito depende de muitos dados experimentais para ajustar as correlações existentes.

Por estes motivos, buscou-se um modelo mais simplificado, no qual foi desprezado a velocidade das gotículas e sua distribuição de tamanho por um tratamento mais qualitativo com os dados presentes na literatura, tamanho médio de gotícula presente em escoamentos de refrigerante em condições de refrigeração doméstica.

Em separadores verticais deve-se considerar três aspectos principais: fluxo de vapor, nível de líquido e faixa de operação. O fluxo de vapor determinará o diâmetro do separador. O nível de líquido afeta o processo de desgaseificação e gera um selo de líquido para impedir que o vapor retorne para o ramal de líquido. A faixa de operação é determinante para que o separador se comporte bem quando ocorrerem instabilidades no escoamento, operações de *pulldown* como exemplo. Portanto o projeto do separador deve contemplar cada um dos requisitos mencionados.

Para tanto é necessário estimar o tamanho da gotícula crítica que deve ser separada do vapor e com base nela, obter a velocidade terminal:

$$v_t = \sqrt{\frac{4 \cdot g \cdot D_{a,critical} \cdot (\rho_l - \rho_v)}{3 \cdot \rho_v \cdot C_D}} \quad (5.18)$$

A velocidade terminal pode também ser expressa em termos do fluxo volumétrico e da área da seção transversal:

$$v_t = \frac{\dot{V}}{A} \quad \xrightarrow{\text{como}} \quad A = \pi \cdot \frac{D_s^2}{4} \quad (5.19)$$

Combinando estas expressões, pode-se então determinar o diâmetro do separador para a gotícula crítica. O tempo que o vapor leva para percorrer o caminho entre a entrada e a saída do separador tem que ser igual ao tempo necessário para que a gotícula crítica caia do topo do

separador até a interface do líquido. Desta forma o comprimento mínimo do separador pode ser determinado:

$$L = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot v_t \cdot D_s} \quad (5.20)$$

O nível de líquido deve ser calculado para fornecer o tempo de residência necessário. O tempo de residência é expresso através volume de líquido dividido pelo fluxo volumétrico de líquido, e este deve ser igual ou superior ao tempo necessário para que uma bolha de vapor atinja a superfície do líquido.

A Figura 5.2 mostra um fluxograma do modelo matemático desenvolvido.

Os dados iniciais são as condições na entrada do separador, pressão, temperatura e vazão mássica. As propriedades termodinâmicas são calculadas e o modelo de Graham et al. (1999) de fração de vazio é utilizado para calcular as velocidades das fases. Inicialmente é arbitrado um valor para o diâmetro da entrada do separador.

São calculados os parâmetros de Martinelli, K e T do mapa de escoamentos para tubos horizontais de pequeno diâmetro de Taitel e Dukler (1976). Os valores encontrados são comparados com o mapa e definido o regime de escoamento na entrada do separador.

Caso o regime encontrado não seja o estratificado, um novo diâmetro é escolhido, maior que o anterior até que a condição de entrada seja de regime estratificado.

As velocidades na entrada do separador são calculadas utilizando a correlação de fração de vazio de Graham (1999), o qual apresentou boa concordância com as visualizações e foi testada pelo autor para uma grande gama de fluidos refrigerantes e padrões de escoamentos. Ela é apresentada a seguir:

$$\alpha = \left[1 + \frac{1}{F_t} + X_{tt} \right]^{-0.321} \quad (5.21)$$

O parâmetro F_t é dado por

$$F_t = \sqrt{\frac{x^3 G^2}{\rho_v^2 g D (1 - x)}} \quad (5.22)$$

Para cada faixa de vazão é definido um diâmetro mínimo de gotícula que pode ser arrastada pelo vapor, e escolhido o diâmetro para a faixa de utilização do separador.

Com este diâmetro é calculada a velocidade terminal de queda da gotícula. Arbitra-se um valor para o diâmetro do corpo do separador e com ele são calculadas as velocidades dos ramais de líquido e vapor.

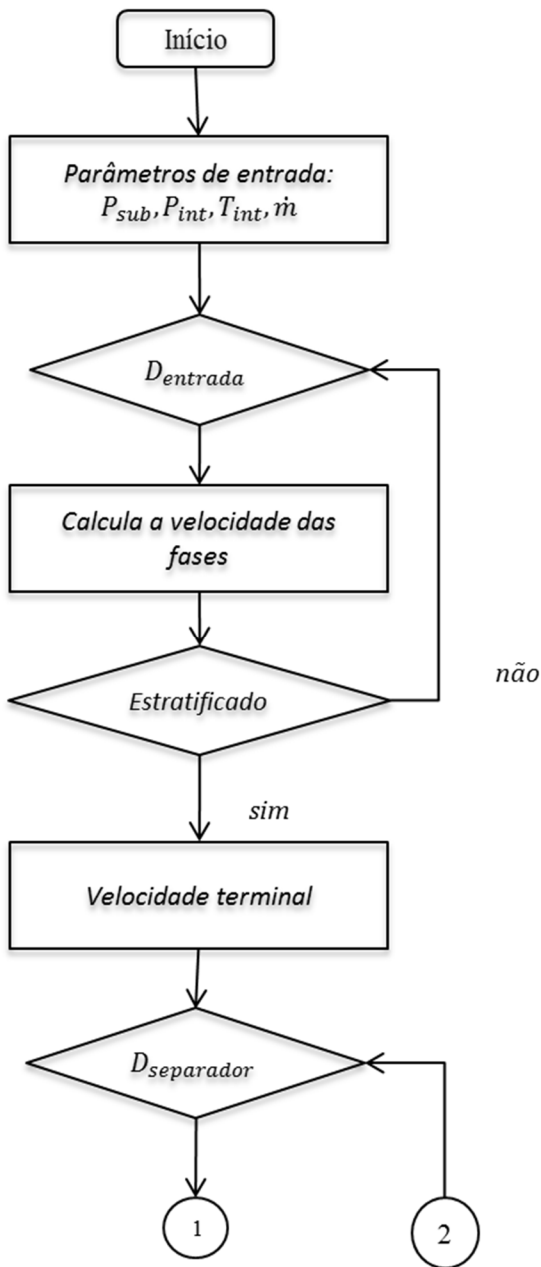
É realizada a comparação entre a velocidade de saída do vapor com a velocidade terminal. Caso a velocidade do vapor seja superior a velocidade terminal, um novo diâmetro do corpo de separador, maior que o em questão deve ser atribuído e verificado novamente o procedimento acima.

Em seguida é calculado o comprimento da região de vapor para permitir que na mesma ocorra a separação da gotícula para a qual o separador é projetado.

Atribui-se um comprimento para a região de líquido, calcula-se o tempo necessário para que a frente líquida alcance o fundo do separador e compara-se este tempo com o tempo necessário para que ocorra a desgaseificação de qualquer partícula no líquido. Caso este tempo seja inferior ao tempo requerido para desgaseificação, um novo comprimento, maior que o anterior deve ser utilizado e recalculado esta última etapa.

Este algoritmo é iterativo, e permite inúmeras soluções possíveis, cabendo ao utilizador buscar uma solução que maximize o aproveitamento de espaço, visto que uma das principais limitações em sistemas de refrigeração doméstica é o pouco espaço para os componentes.

Neste estudo, devido as limitações de espaço físico do refrigerador, buscou-se separadores, os mais compactos possíveis.



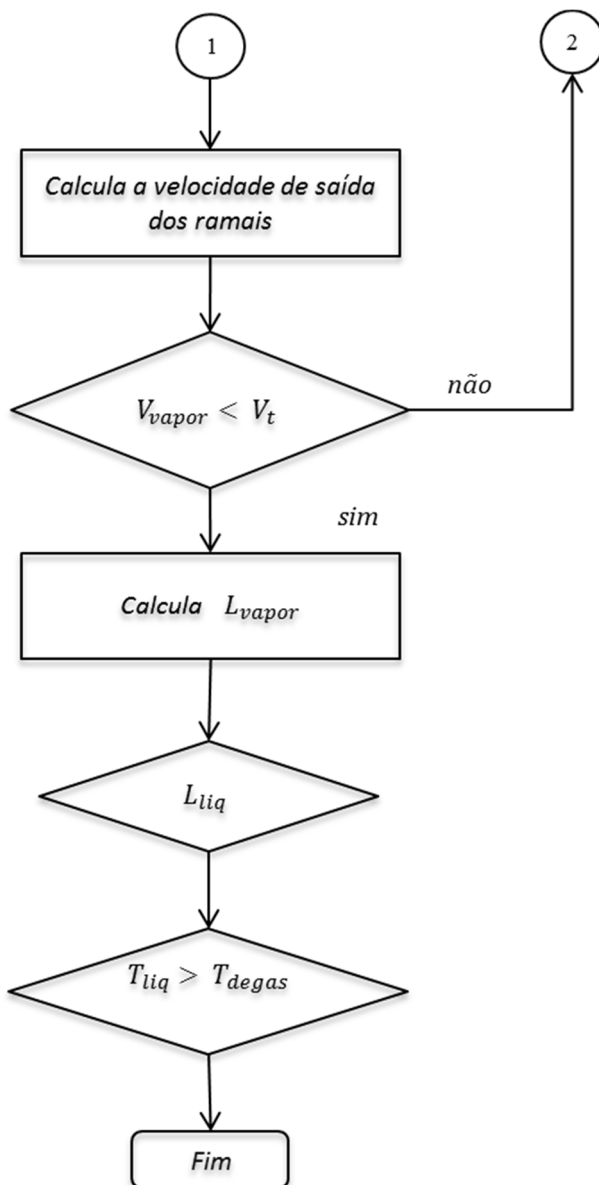


Figura 5.2 – Fluxograma do algoritmo para projeto do separador.

5.1 PROJETO DOS SEPARADORES

Com base no modelo desenvolvido foram confeccionadas duas seções de testes, com diâmetros e seções de acomodação de vapor e líquido diferentes.

O primeiro separador, mostrado na figura 5.3, possui diâmetro interno de 12,7 mm nos ramais de entrada e de saída e comprimento de 40 mm em ambos os ramais de saída. Ele foi projetado para separar gotículas maiores que $200\ \mu\text{m}$ e vazões de até 3 kg/h.

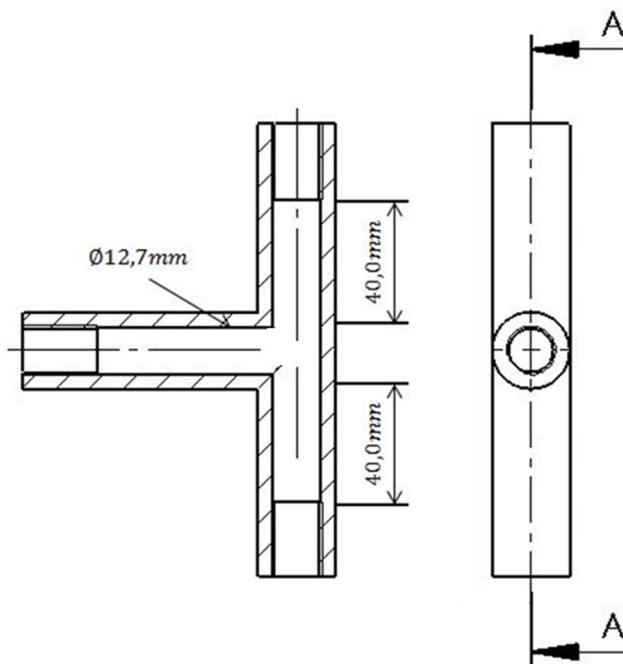


Figura 5.3 – Protótipo com diâmetro de 12,7 mm.

A Figura 5.4 mostra o segundo protótipo, com diâmetro de 6,35 mm em todas os seus ramais e comprimento 45 mm nos ramais de saída. Ele foi projetado para separar gotículas maiores que $400\ \mu\text{m}$ e vazões de até 3 kg/h.

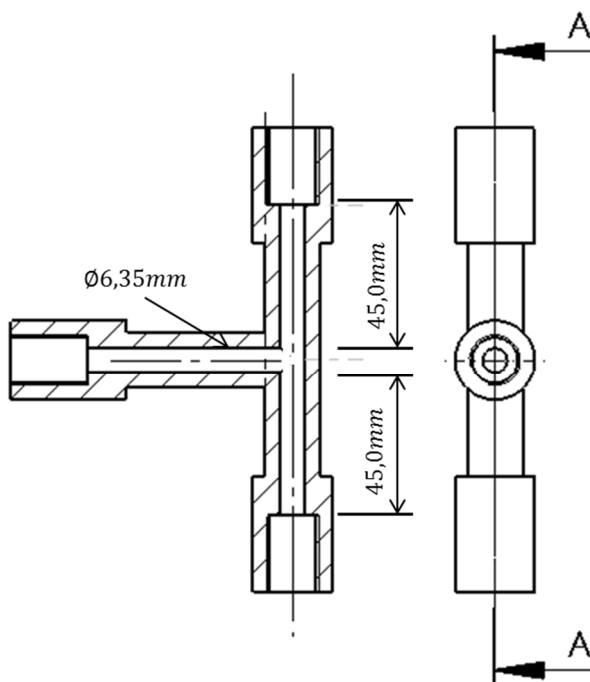


Figura 5.4 – Protótipo com diâmetro de 6,35 mm.

6 RESULTADOS OBTIDOS

6.1 POTENCIALIDADES DO MODELO

O modelo utilizado no projeto dos separadores permite também o estudo do impacto de alguns parâmetros sobre o desempenho do separador.

A Figura 6.1, por exemplo, relaciona a velocidade do vapor no ramal de saída do separador com o diâmetro máximo de gotícula arrastada. Nesse caso, o diâmetro da seção transversal do ramal de vapor foi mantido em 12,7 mm e a temperatura do separador em -15°C . As imagens da Figura 6.31 mostram que o diâmetro livre de gotícula é de $200\text{ }\mu\text{m}$, fato esse reforçado pelo modelo que indica uma velocidade da ordem de $0,6\text{ m/s}$ para promover essa separação, considerando uma vazão mássica de 2 kg/h e título de 15% .

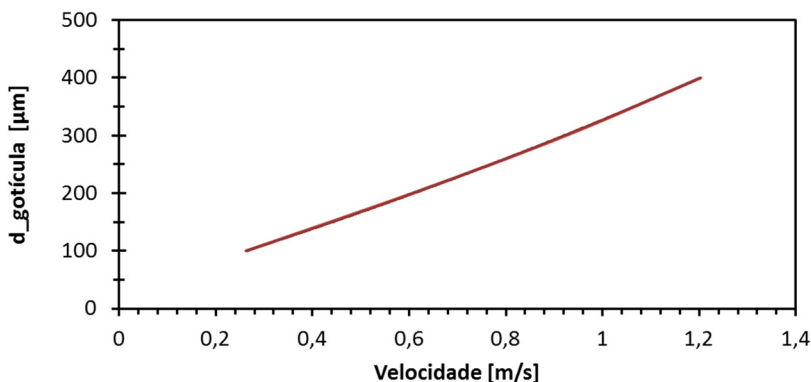


Figura 6.1 – Influência da velocidade do vapor no ramal de saída do separador sobre o diâmetro máximo de gotícula arrastada.

A Figura 6.2 relaciona a vazão mássica na entrada do separador com o diâmetro do separador, considerando 4 diâmetros distintos de gotículas. Verifica-se que o aumento da vazão mássica exige maiores diâmetros para promover a separação de gotículas de distinto diâmetro.

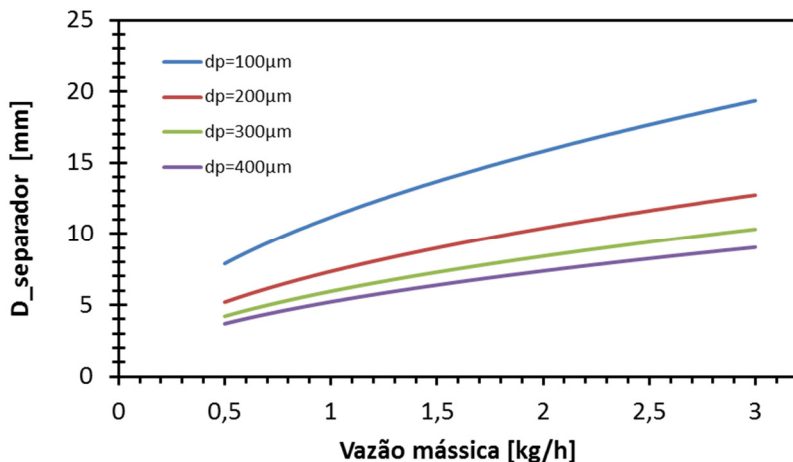


Figura 6.2 – Influência da vazão mássica sobre o diâmetro do separador para diferentes diâmetros de gotículas.

Similarmente a Figura 6.3 ilustra a influência da vazão mássica sobre a altura do separador. Como esperado, o aumento da vazão mássica ou a diminuição do tamanho da gotícula a ser separada exige um separador de maior altura.

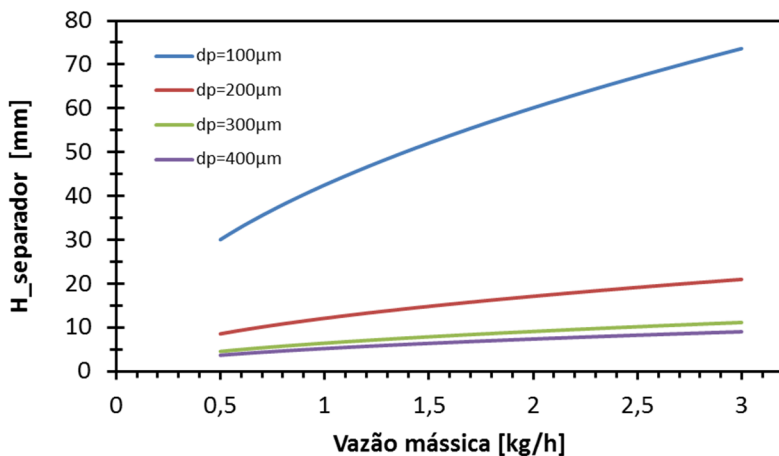


Figura 6.3 – Influência da vazão mássica sobre a altura do separador para diferentes diâmetros de gotículas.

A Figura 6.4 ilustra o comportamento do separador com 4 diâmetros distintos de gotículas nas seguintes condições: velocidade do vapor de 0,6 m/s na saída do separador, velocidade inicial da gotícula de 0 m/s, altura inicial da gotícula de 0 m, temperatura de separação de -15°C. Observa-se que as gotículas de 200 μm permanecem em “equilíbrio”, as maiores são forçadas pela gravidade para o fundo do separador, e as menores são arrastadas pelo vapor.

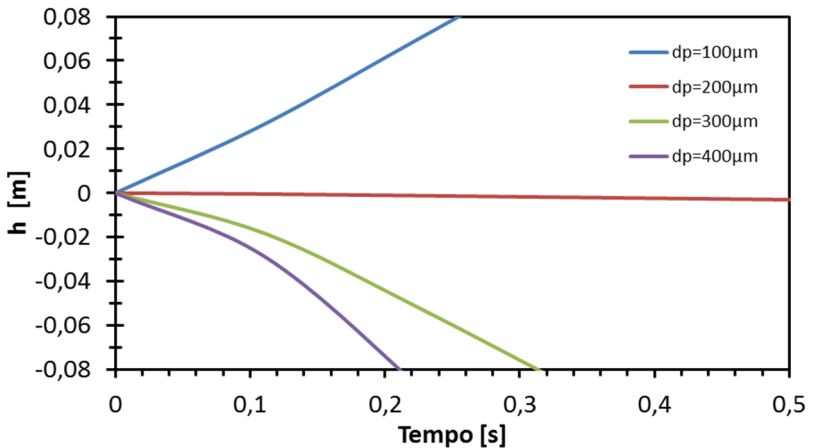


Figura 6.4 – Comportamento do separador em -15°C, com diferentes diâmetros de gotículas.

A Figura 6.5 explica o mesmo aspecto anterior, porém com uma temperatura de operação de -25°C.

Observa-se que a gotícula de 200 μm que ficava em equilíbrio a -15°C, agora é arrastada para o fundo do separador. Observa-se também que a gotícula de 100 μm continua sendo arrastada porém, com uma menor velocidade.

Esse comportamento pode ser explicado pelo aumento da densidade da fase líquida e diminuição da densidade da fase gasosa, o que se reflete numa maior força gravitacional e menor força de arraste e empuxo, tornando assim o processo de separação mais eficiente.

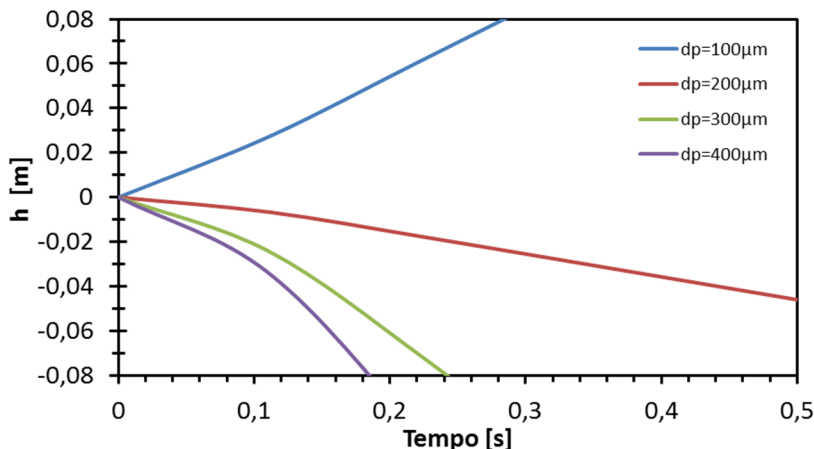


Figura 6.5 – Comportamento do separador em -25°C , com diferentes diâmetros de gotículas.

6. 2 RESULTADOS DOS ENSAIOS

Foram realizados 64 ensaios experimentais, 32 com cada separador. Verificou-se primeiramente o efeito da variação do título para a mesma vazão mássica de fluido refrigerante. Inicialmente mediu-se a eficiência do separador com as válvulas instaladas nos ramais de saída totalmente abertas e posteriormente com as válvulas parcialmente fechadas para gerar um selo de líquido na saída do separador.

Posteriormente estudou-se o efeito da vazão mássica na eficiência do separador, de forma análoga à primeira etapa.

Por último estudou-se o efeito da pressão de condensação sobre o desempenho do separador.

As variáveis utilizadas nas figuras mostradas neste capítulo foram escolhidas para possibilitar maior compreensão dos parâmetros que afetam o desempenho do separador e possibilitar inferir o desempenho para outros conjuntos de vazões mássicas e título além dos estudados. A Figura 6.6 mostra o separador operando na condição de válvulas totalmente abertas (a) e válvulas parcialmente fechadas (b).

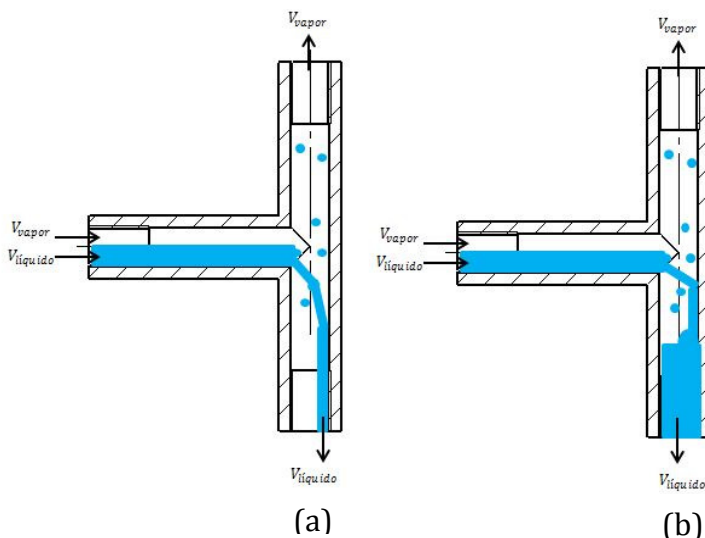


Figura 6.6 – Funcionamento do separador – válvulas totalmente abertas (a), válvulas totalmente fechadas (b).

6.2.1 Válvulas totalmente abertas

O desempenho do separador é influenciado diretamente pela abertura das válvulas micrométricas posicionadas nos ramais de saída, o que significa que diferentes valores de eficiência podem ser obtidos dependendo da posição da válvula. Quando as válvulas estão totalmente abertas não existe selo de líquido na saída do separador o que possibilita que parte do vapor passe pelo ramal de líquido. Nesse caso a eficiência de separação da fase líquida é unitária.

A Figura 6.7 relaciona a velocidade de saída do vapor com a queda de pressão imposta pelo separador de 12,7 mm de diâmetro interno. A velocidade de saída do vapor foi calculada a partir da vazão mássica de vapor, do volume específico e área da seção transversal. Verifica-se que a queda de pressão imposta pelo separador varia linearmente com a velocidade do vapor na saída, este comportamento linear é observado uma

vez que as variações de pressão são muito pequenas, o que permite linearizar o comportamento quadrático.

A Figura 6.8 relaciona a eficiência de separação do vapor com a velocidade do vapor na saída. Verifica-se que a eficiência parte de um mínimo, por volta de 45 % e atinge um máximo, em torno de 65 %, deixando claro que em todas as condições parte do vapor escapa pelo ramal de líquido.

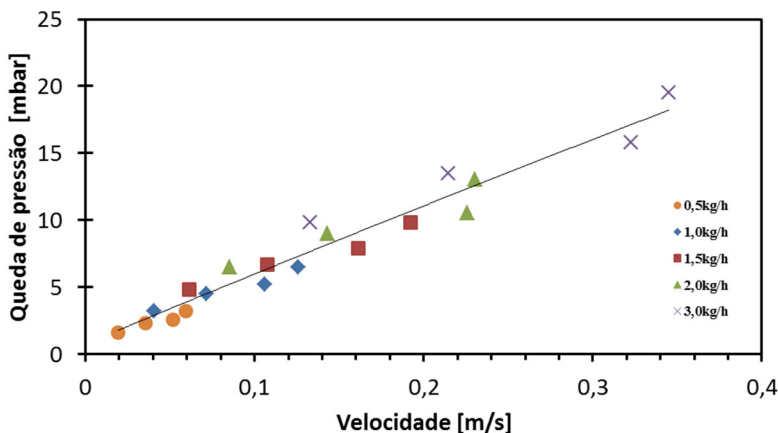


Figura 6.7 – Queda de Pressão vs. velocidade de saída do vapor no Separador de 12,7 mm.

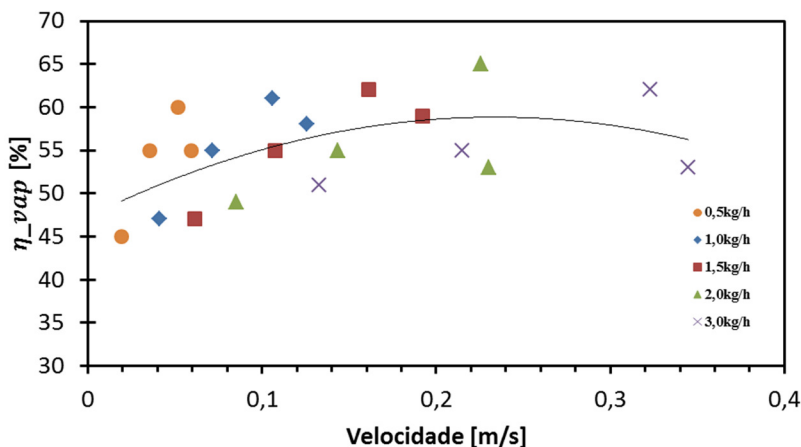


Figura 6.8 – Eficiência de separação da fase vapor vs. velocidade do vapor na saída do Separador de 12,7 mm.

A Figura 6.9 mostra a eficiência de separação de vapor em função do título na entrada para diferentes vazões. Observa-se que a eficiência de separação aumenta com a vazão mássica e também com o título, embora com esse último a eficiência atinja um ponto de máximo. Isto é devido ao fato de que o aumento da quantidade de líquido no separador, diminui o espaço para o vapor ocupar sendo forçado a seguir pelo ramal superior.

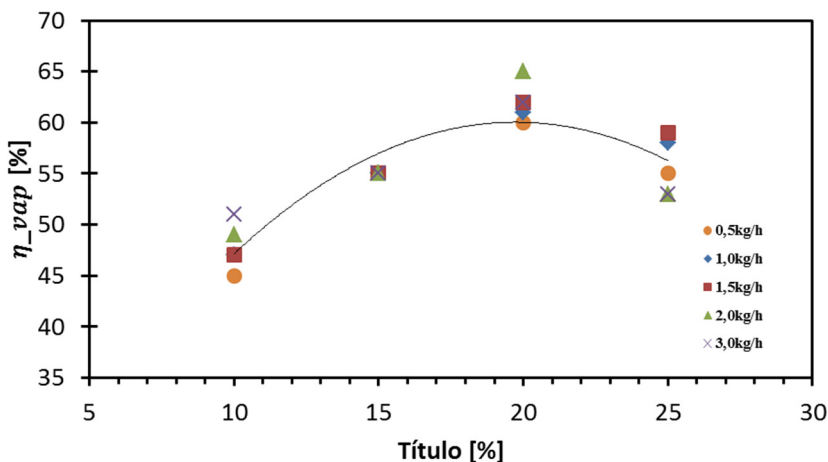


Figura 6.9 – Eficiência de separação da fase vapor vs. título na entrada do Separador de 12,7 mm.

A Figura 6.10 mostra a eficiência de separação da fase vapor em função da velocidade do líquido na entrada do separador. Como o separador foi projetado para não ocorrer colisões de jatos líquidos com as paredes do separador na região de separação, o que causariam formação de selos de líquido temporários, a eficiência de separação da fase de vapor não apresentou dependência com a velocidade da fase líquida na entrada do separador.

O separador de 12,7 mm apresentou quedas de pressão entre 2 a 20 mbar enquanto o separador de 6,35 mm entre 2 a 42 mbar. Essas quedas serão somadas a provocada pelo tubo capilar durante a operação no sistema de refrigeração. De modo que a temperatura de evaporação será determinada pela redução de pressão imposta pelo par tubo capilar-separador.

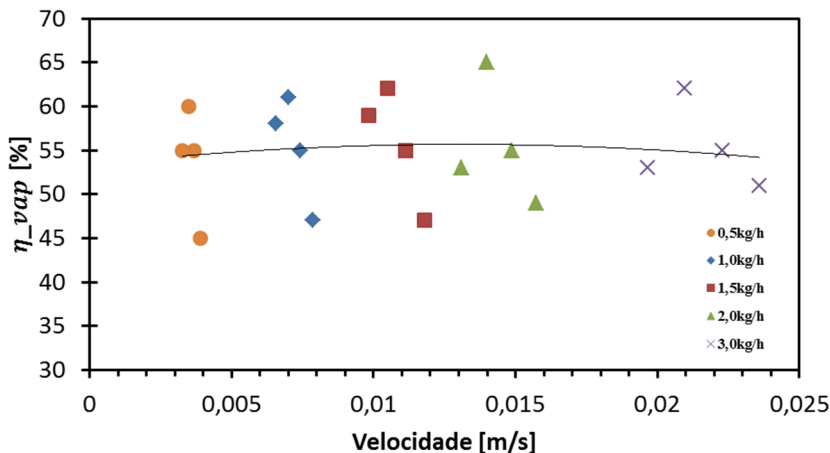


Figura 6.10 – Eficiência de separação da fase vapor vs. velocidade do líquido na entrada no Separador de 12,7 mm.

A importância do dimensionamento correto deste componente será determinante para que o sistema opere no seu máximo rendimento em toda a faixa de operação.

O mesmo tipo de análise foi realizado com o separador de 6,35 mm. A Figura 6.11 relaciona a queda de pressão no separador com a velocidade de saída do vapor. Constata-se que há uma relação direta entre a velocidade do vapor e a queda de pressão imposta pelo separador, devido a mudança de direção do escoamento. Nesse caso tanto as velocidades como a queda de pressão são superiores aos encontrados no separador de 12,7 mm, já que o diâmetro interno é a metade do anterior.

A Figura 6.12 relaciona a velocidade de saída do vapor com a eficiência de separação do separador de 6,35 mm. O comportamento é bastante similar ao encontrado com o separador de 12,7 mm, porém como as velocidades são maiores, o vapor possui uma maior quantidade de movimento e, portanto, uma maior inércia para alterar a direção, o que se traduz em um comportamento mais linear da eficiência de separação nestas condições.

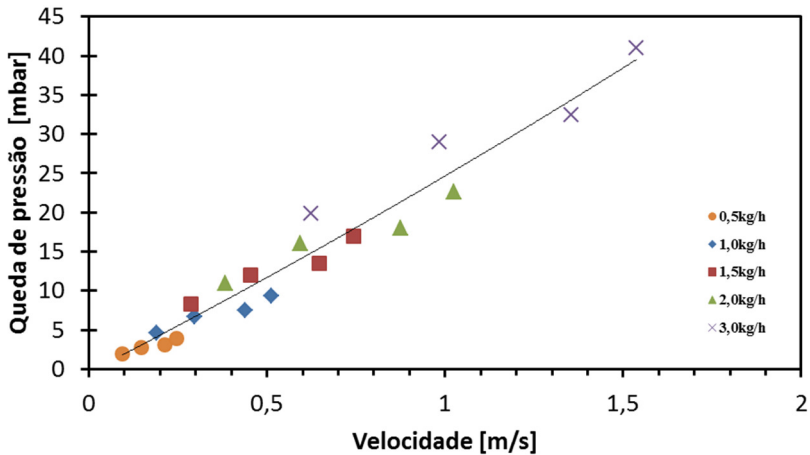


Figura 6.11 – Queda de Pressão vs. velocidade de saída do vapor no Separador de 6,35 mm.

A influência do título sobre a eficiência de separação do vapor é ilustrado na Figura 6.13. Verifica-se que a eficiência apresenta um máximo em torno do título de 20 %, como também observa-se no caso do separador de 12,7 mm. Este comportamento é explicado pela ação conjunta de três fenômenos: o aumento de título implica na diminuição da quantidade de líquido presente na entrada do separador, resultando em menores colisões com a parede e consequente menor formação de gotículas, o acréscimo da velocidade do vapor provoca o arraste de gotículas maiores, comportamento identificado por Tatterson (1977) e por último o aumento da velocidade do vapor aumenta o cisalhamento na interface, resultando no desprendimento de gotículas. Portanto este ponto de máximo é quando o cisalhamento da interface somada a colisão dos jatos líquidos com a parede do separador atinge o seu valor máximo, a partir deste ponto, predomina a formação de gotículas maiores que se depositam no interior do separador.

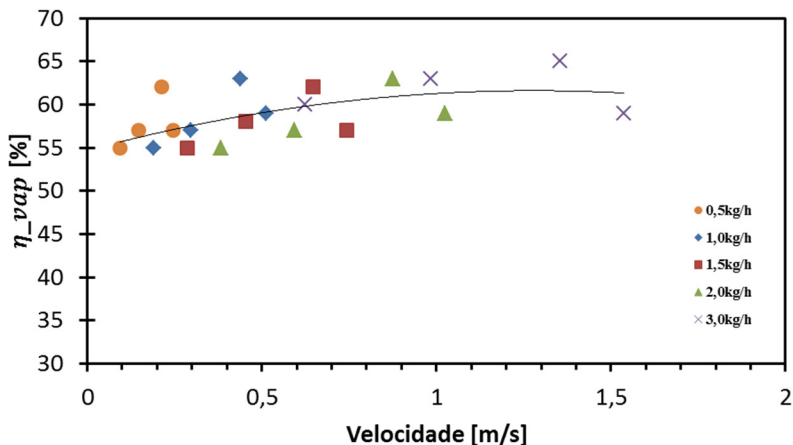


Figura 6.12 – Eficiência de separação da fase vapor vs. velocidade de saída do vapor no Separador de 6,35 mm.

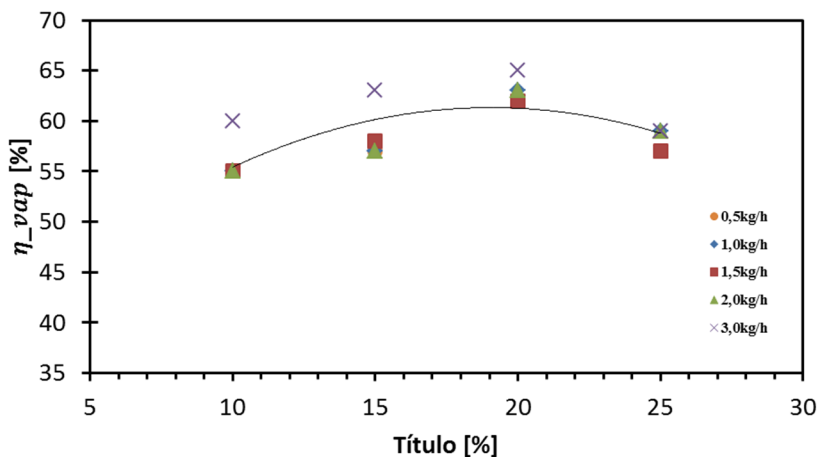


Figura 6.13 – Eficiência de separação da fase vapor vs. título na entrada do Separador de 6,35 mm.

A Figura 6.14 mostra o comportamento da eficiência de separação do vapor com a variação da velocidade da fase líquida na entrada do separador. Observa-se uma leve tendência de aumento da eficiência com o aumento da velocidade do líquido, isto é devido ao fato de que o acréscimo de líquido no separador diminui os espaços na seção

transversal do separador para onde o vapor possa ir, desta forma ele busca o caminho mais livre que é o ramal superior do separador. Outra explicação é que o aumento da velocidade ocasiona formação de selos de líquido temporários no separador que impedem que o vapor passe pelo ramal inferior do separador.

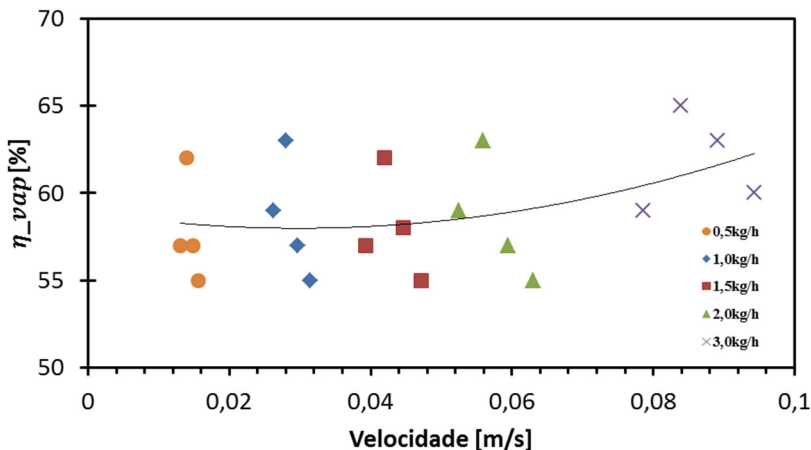


Figura 6.14 – Eficiência de separação da fase vapor vs. velocidade do líquido na entrada no Separador de 6,35 mm.

6.2.2 Válvulas parcialmente fechadas

Nesta seção serão apresentados os resultados obtidos com o separador na condição ideal, ou seja, com a válvula instalada no ramal de líquido parcialmente fechada para gerar um selo de líquido e assim impedir a passagem de vapor. Deve-se ressaltar que a válvula instalada no ramal de vapor deve também ser fechada para equilibrar as pressões nos dois ramos. Nesse caso a eficiência de separação da fase vapor atinge o valor unitário.

A Figura 6.15 relaciona a velocidade do vapor na saída com a queda de pressão imposta pelo separador de 12,7 mm de diâmetro interno. As quedas de pressão foram três vezes superiores às encontradas na condição de mínima queda de pressão e consistentes com as ocasionadas por evaporadores domésticos, Gonçalves (2004).

Pode-se observar que a exemplo da Figura 6.7, o comportamento é também linear mas com velocidades e quedas de pressão superiores.

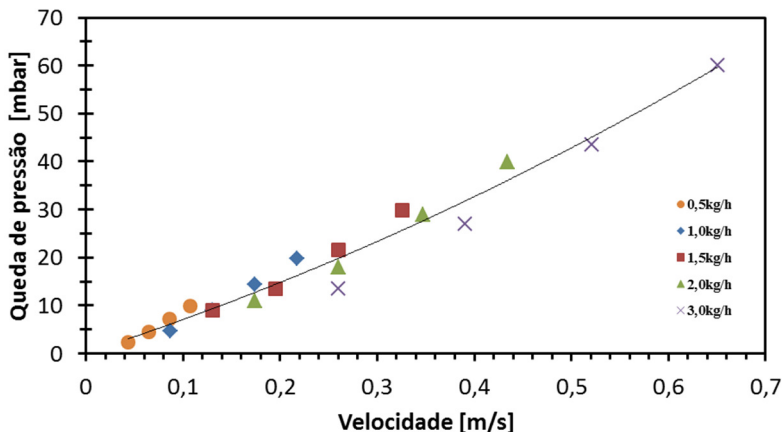


Figura 6.15 – Queda de Pressão vs. velocidade do vapor na saída do Separador de 12,7 mm.

A Figura 6.16 relaciona o desempenho do separador com a velocidade do vapor na saída do separador de 12,7 mm. Observa-se que com velocidade de até 0,2 m/s, o separador se comporta de maneira ideal, ou seja, sem o arraste de gotículas. A partir desse ponto o vapor começa a arrastar parte do líquido, degradando a eficiência do separador.

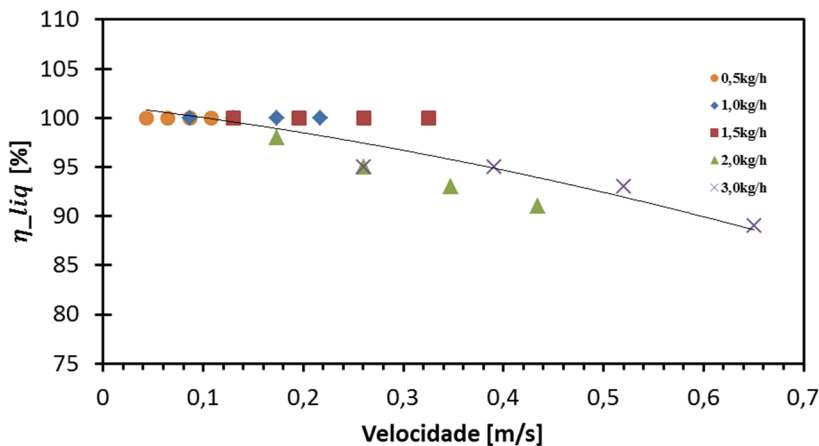


Figura 6.16 – Eficiência de separação da fase líquida vs. velocidade do vapor na saída no Separador de 12,7 mm.

A Figura 6.17 ilustra a relação entre a eficiência de separação da fase líquida e o título na entrada do separador de 12,7 mm. Como esperado, observa-se que o aumento do título diminui a eficiência do separador, já que o aumento do título, aumenta a quantidade de vapor, a velocidade e a força de cisalhamento na interface líquido-vapor o que provoca um maior arraste de líquido pelo vapor.

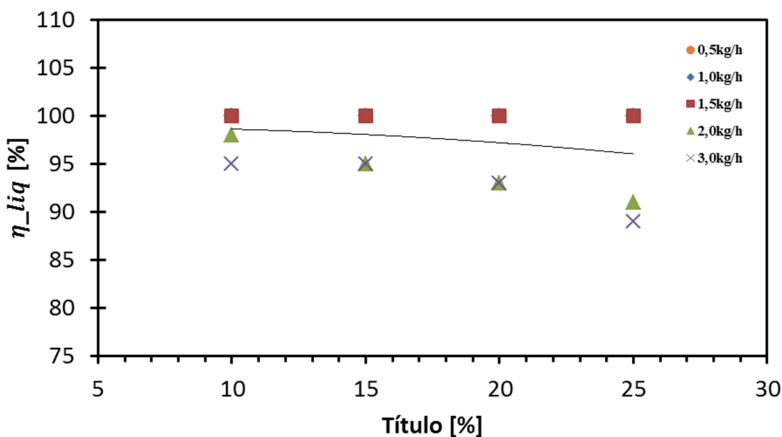


Figura 6.17 – Eficiência de separação da fase líquida vs. título na entrada do Separador de 12,7 mm.

A Figura 6.18 relaciona a eficiência de separação da fase líquida com a velocidade da fase líquida na entrada do separador. Observa-se que o comportamento é próximo do ideal até que a velocidade atinja 0,01 m/s, quando então a fase líquida adquire uma quantidade de movimento suficiente para colidir com as paredes internas do separador e formar nuvens de gotículas. Tais gotículas são então lançadas radialmente ao ponto de impacto, e muitas com velocidade inicial contrária à orientação da força gravitacional. As de diâmetros inferiores a $200\ \mu\text{m}$, são então arrastadas pelo vapor independente de possuírem velocidade inicial vertical.

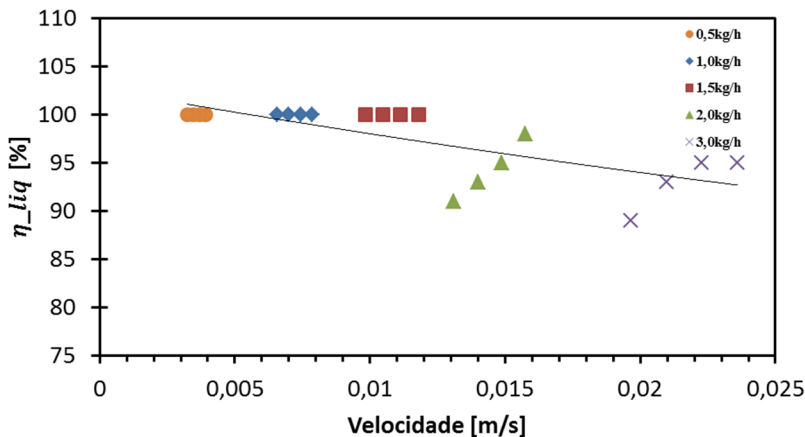


Figura 6.18 – Eficiência de separação da fase líquida vs. velocidade do líquido na entrada no Separador de 12,7 mm.

Análises semelhantes foram também realizadas com o separador de 6,35mm. A Figura 6.19 mostra, por exemplo, a queda de pressão imposta pelo separador em função da velocidade do vapor.

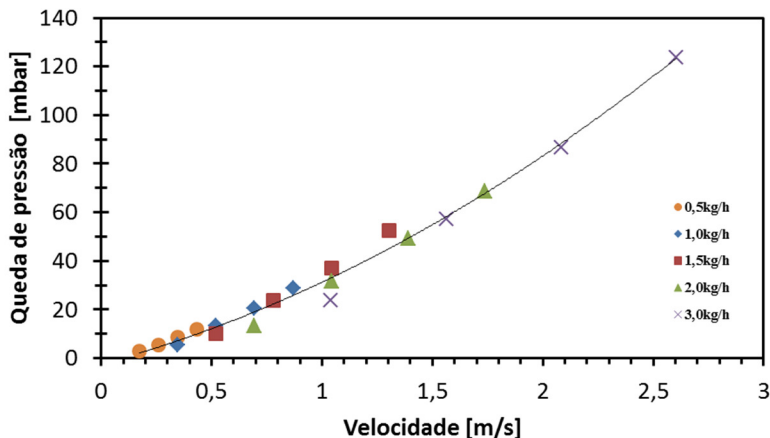


Figura 6.19 – Queda de Pressão vs. velocidade do vapor na saída do Separador de 6,35mm.

A Figura 6.20 mostra que o aumento da velocidade do vapor na saída do separador diminui a eficiência de separação da fase líquida, já

que maiores velocidades significam maiores forças de arraste, o que aumenta o arraste de gotículas.

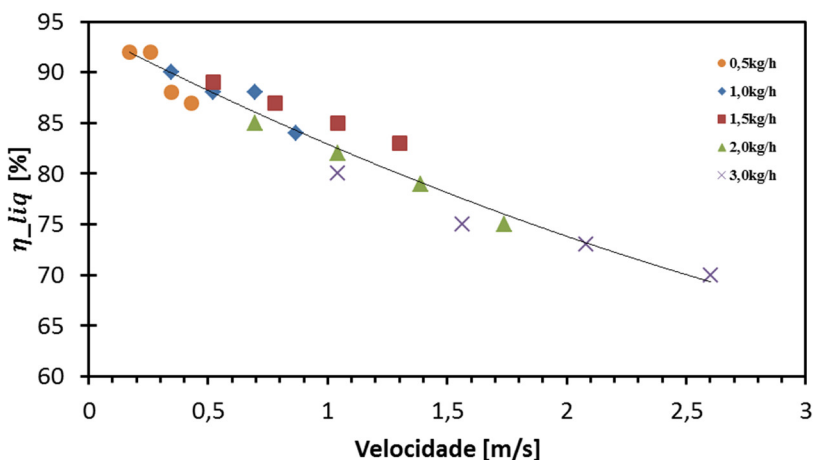


Figura 6.20 – Eficiência de separação da fase líquida vs. velocidade do vapor na saída do Separador de 6,35 mm.

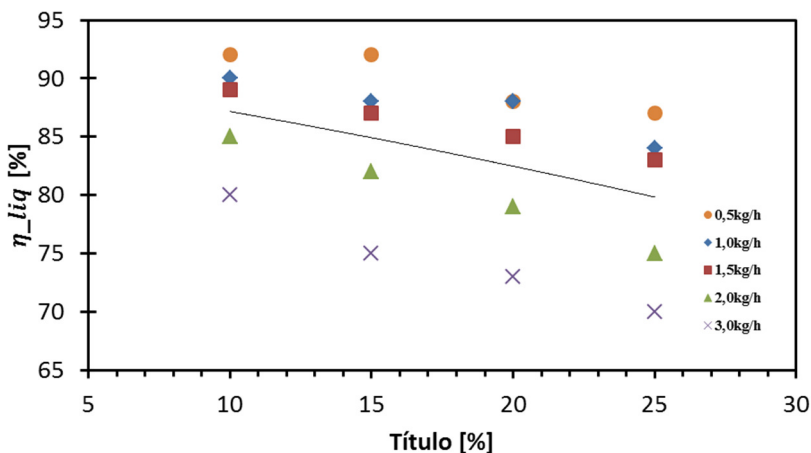


Figura 6.21 – Eficiência de separação da fase líquida vs. título na entrada do Separador de 6,35 mm.

A Figura 6.21 comprova o comportamento ilustrado na Figura 6.20, pois o aumento do título, aumento da velocidade do vapor e provoca

uma queda na eficiência devido ao arraste de gotículas. De modo similar, o aumento da vazão implica na diminuição da eficiência.

O efeito da variação da velocidade do líquido na entrada do separador sobre a eficiência de separação é ilustrado na Figura 6.22. Como esperado, o aumento da velocidade do líquido gera uma maior tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor e consequente um maior arraste de gotículas. Além disso, o aumento da quantidade de movimento da fase líquida dá origem a jatos que colidem com as paredes internas do separador formando nuvens de gotículas líquidas as quais são arrastadas para o ramal de vapor.

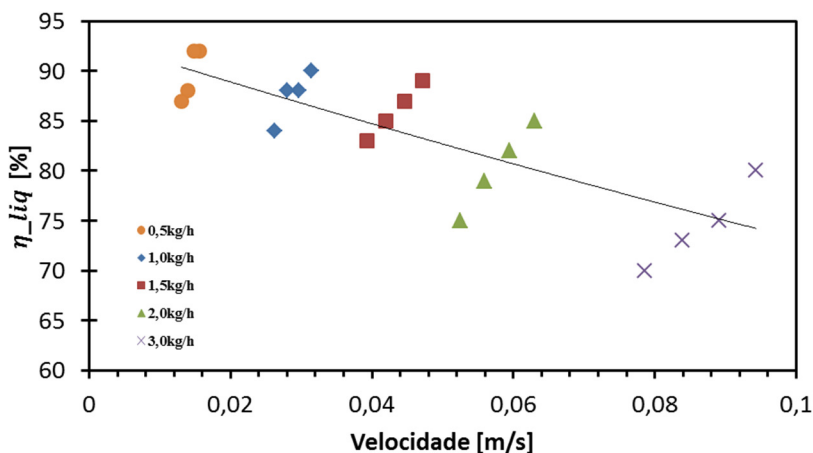


Figura 6.22 – Eficiência de separação da fase líquida vs. velocidade do líquido na entrada no Separador de 6,35 mm.

A Figura 6.23 mostra a relação entre o fluxo de massa e a eficiência de separação da fase líquida. Verifica-se que até 4 kg/m²s, o título não afeta a eficiência de separação da fase líquida, ocorrendo esta idealmente. A partir deste ponto, nota-se uma leve influência do título e uma influência mais marcante do fluxo de massa. Isto era esperado porque o aumento do fluxo de massa aumenta a quantidade de movimento das fases e gera um maior cisalhamento na interface líquido-vapor e, consequentemente um maior arraste de líquido pelo vapor. Além disto, o aumento contínuo da quantidade de movimento da fase líquida aumenta a velocidade superficial do líquido e dá origem a colisões de jatos com as paredes do separador que se traduzem em nuvens de gotículas.

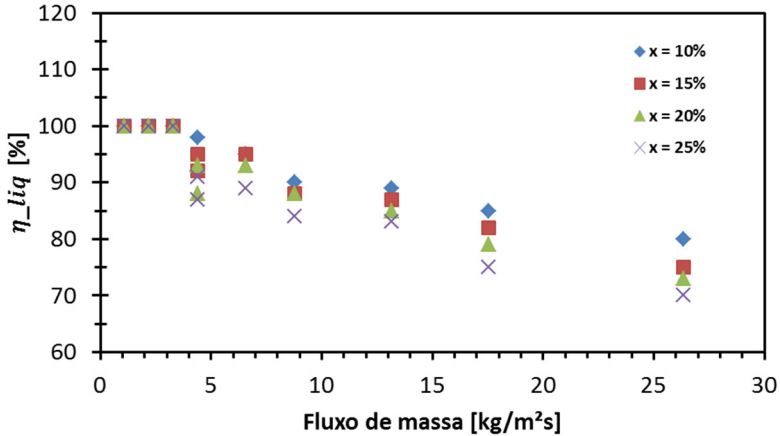


Figura 6.23 – Eficiência de separação da fase líquida vs. fluxo de massa na entrada do separador.

A Figura 6.24 compara os resultados obtidos com os dois separadores para o mesmo fluxo mássico de 4,4 kg/m²s e com títulos diferentes.

Observa-se que nestas condições as eficiências dos dois separadores é praticamente a mesma, com diferenças da ordem de 5%. Essa figura mostra também, que mantida o fluxo de massa constante, o título, é o parâmetro que governa a eficiência do separador.

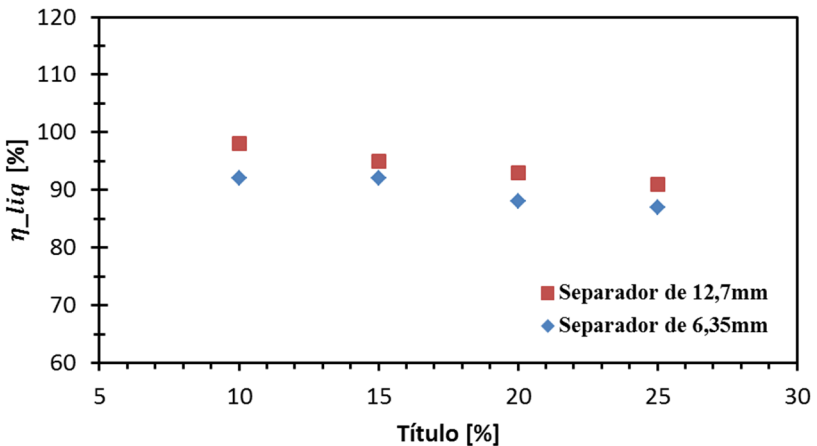


Figura 6.24 – Eficiência de separação da fase líquida vs. título para um mesmo fluxo de massa.

A Figura 6.25 relaciona a eficiência de separação da fase líquida com o título em diferentes pressões na entrada do separador. A pressão corresponde a pressão de saturação do HC-600a, nas temperaturas indicadas na Figura 6.24. A pressão interna do separador foi mantida constante e igual a pressão de saturação a -15°C . O título foi mantido nas mesmas pressões, através da variação do grau de subresfriamento na entrada do dispositivo de expansão.

Os resultados foram obtidos com os dois separadores e com uma vazão mássica de 2,0 kg/h.

Observa-se que a pressão não possui qualquer efeito sobre a eficiência dos separadores, indicando que as condições hidrodinâmicas na entrada do separador, tais como, velocidades das fases, perfil de velocidade e quantidade de movimento de cada fase, são aquelas que governam o processo.

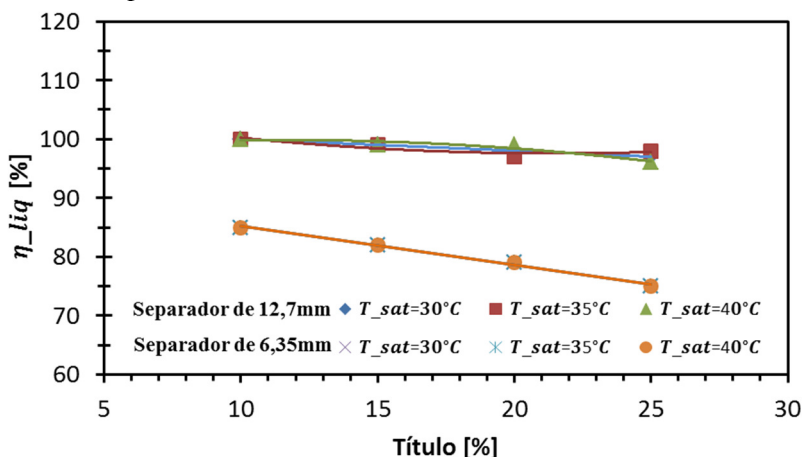


Figura 6.25 – Eficiência de separação da fase líquida vs. título para diferentes pressões.

Investigou-se também a influência da altura do nível de líquido sobre a eficiência de separação da fase líquida. Para tanto, a válvula localizada no ramal de líquido foi progressivamente fechada até que o nível atingisse a altura do ramal de entrada do separador. A esse ponto atribuiu-se o nível de 0 mm. Posteriormente a válvula foi fechada até que o nível atingisse a metade do diâmetro do ramal de entrada. Pontos também foram obtidos com o nível correspondente ao diâmetro e 1,5 vezes o diâmetro do ramal de entrada. Com o separador de maior diâmetro

conseguiu-se obter mais um ponto com o nível correspondendo a 2 vezes o diâmetro do ramal de entrada do separador.

A Figura 6.26 explica os resultados obtidos. Observa-se que a eficiência é afetada pela altura de nível líquido, principalmente no separador de menor diâmetro. Estudos de visualização, mostrados na seção a seguir, mostram que a inundação do ramal de entrada gera *slugs* de líquido, os quais são arrastados por bolhas de Taylor, bolhas alongadas assimétricas de vapor no formato de balas de revolver, para o ramal de vapor.

Dessa forma, torna-se indispensável o controle do nível de líquido no separador para evitar eventuais golpes de líquido no compressor.

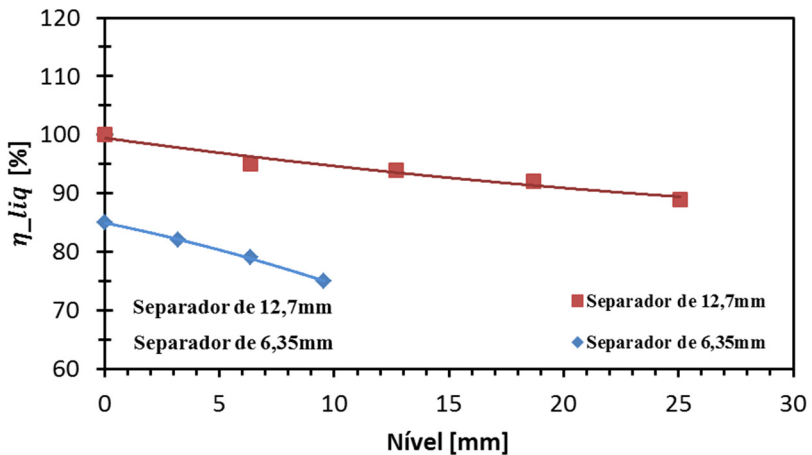


Figura 6.26 – Eficiência de separação da fase líquida para diferentes níveis de líquido.

Hewitt e Wallis (1961) propuseram um mapa para prever o início do processo de arraste de gotículas pelo vapor em escoamento contracorrente, similar ao escoamento existente no separador. Esse mapa relaciona as velocidades das fases adimensionalizadas, mostrada pelas Equações 6.1 e 6.2.

$$\bar{j}_G^{*1/2} + m\bar{j}_L^{*1/2} = C \quad (6.1)$$

$$\bar{J}_G^* = V_g \cdot \sqrt{\frac{\rho_g}{g \cdot D(\rho_l - \rho_g)}} \quad \bar{J}_L^* = V_L \cdot \sqrt{\frac{\rho_l}{g \cdot D(\rho_l - \rho_g)}} \quad (6.2)$$

onde m e C são constantes que dependem das condições do teste e geometria, os valores mais usuais são entre 0.8 a 1.0 para m e para C entre 0.7 e 1.0.

As previsões dessa equação são mostradas na Figura 6.27, juntamente com alguns dados experimentais obtidos nesse trabalho. Nesta figura, foram utilizados como parâmetros 0.88 para C e 1 para m . A correlação divide a figura em duas regiões, a superior onde existe arraste de gotículas e a inferior onde não existe arraste.

Pode-se observar que todos os pontos referentes ao separador de 12,7mm encontram-se na região inferior, enquanto parte dos pontos referentes ao separador de 6,35mm encontram-se na região inferior e parte na superior.

Como mencionado anteriormente, no separador de 6,35mm e em baixas vazões, o mecanismo de colisão de jatos com as paredes do separador, é a principal fonte de gotículas e em vazões moderadas a altas, o mecanismo de cisalhamento é predominante.

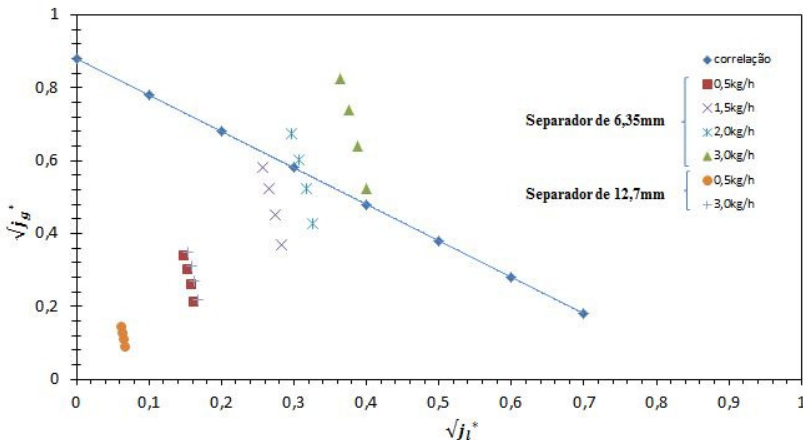


Figura 6.27 – Velocidade adimensional do líquido vs. velocidade adimensional do vapor.

6. 3 VISUALIZAÇÃO DO SEPARADOR

6.3.1 Comparação entre os Separadores

Todos os testes realizados foram acompanhados de imagens, obtidas com uma câmera de alta velocidade numa tentativa de melhor compreender o escoamento. A seguir serão apresentadas apenas algumas imagens mais representativas, uma vez que em muitas condições o fenômeno é muito similar.

As Figuras 6.28 a 6.31 comparam o escoamento no separador de 12,7 mm (foto superior) com o observado no separador de 6,35 mm (foto inferior), submetidas a uma vazão mássica de 0,5 a 3,0 kg/h e título de 15 %. As imagens do separador de 6,35 mm apresentam uma distorção na região primária de separação devido a refração da luz. Por limitações do processo de fabricação, a superfície externa do separador foi chanfrada.

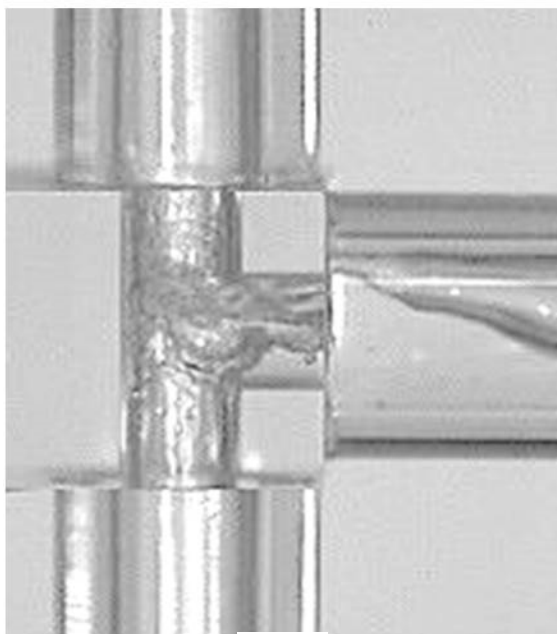
Observando-se as imagens correspondentes ao separador de 12,7 mm, observa-se, como já mencionado que a medida que a vazão aumenta, aumenta também a velocidade do líquido e a incidência de colisão de jatos nas paredes do separador. Por outro lado, o separador de 6,35 mm confina mais o escoamento, gerando maiores velocidades para ambas as fases e fazendo com que as colisões ocorram em vazões mais baixas.

O separador de 6,35mm apresentou maior incidência de colisões de jatos líquidos com a parede interna do separador na região de separação primária, o que ocasiona a formação de selos líquidos temporários, impedindo assim a passagem do vapor para o ramal de líquido.

Em todas as observações, o padrão de escoamento no ramal de entrada do separador foi do tipo estratificado, ocorrendo a transição do estratificado suave para o ondulado.



(a)

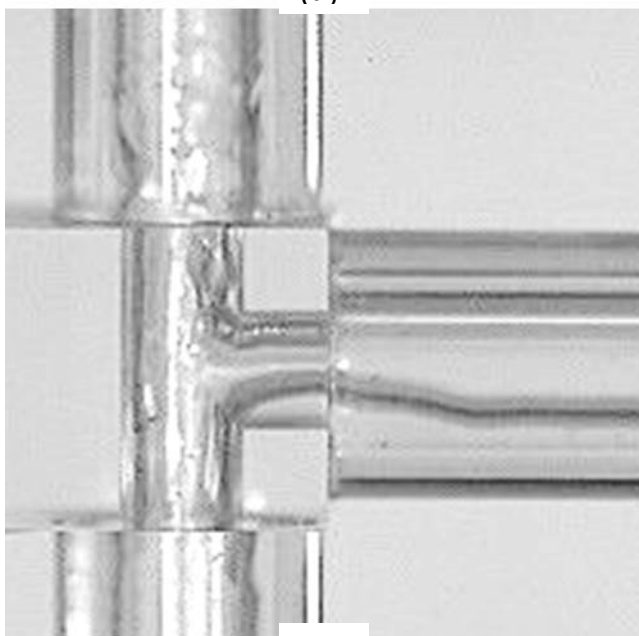


(b)

Figura 6.28 – Fotos do escoamento no separador (a) de 12,7 mm e (b) de 6,35 mm – vazão de 0,5 kg/h e título de 15 %.



(a)

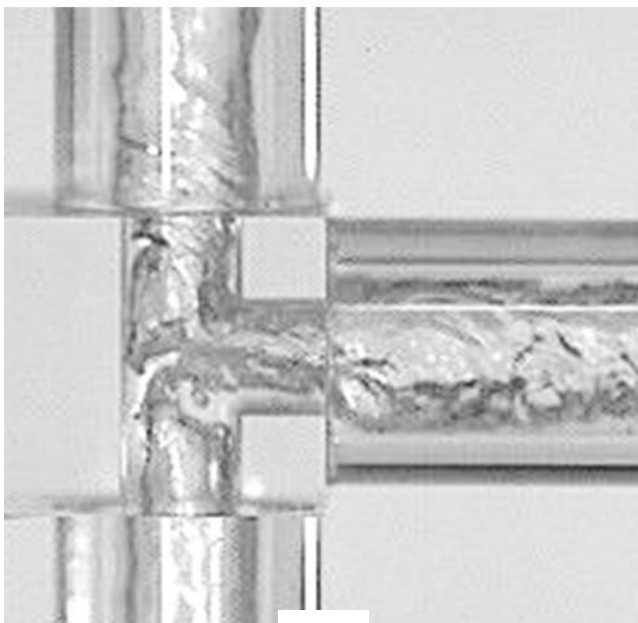


(b)

Figura 6.29 – Fotos do escoamento no separador (a) de 12,7 mm e (b) de 6,35 mm – vazão de 1,5 kg/h e título de 15 %.

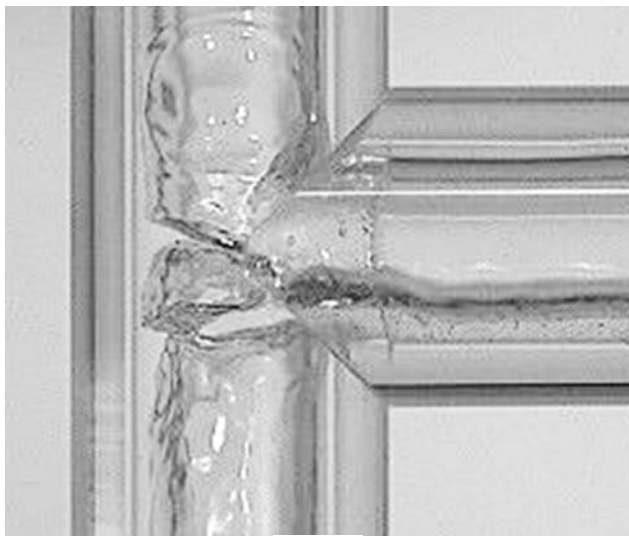


(a)

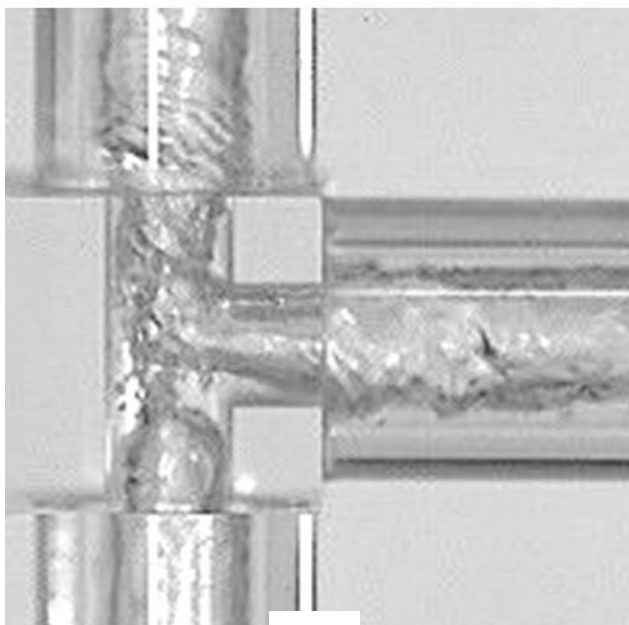


(b)

Figura 6.30 – Fotos do escoamento no separador (a) de 12,7 mm e (b) de 6,35 mm – vazão de 2 kg/h e título de 15 %.



(a)



(b)

Figura 6.31 – Fotos do escoamento no separador (a) de 12,7 mm e (b) de 6,35 mm – vazão de 3 kg/h e título de 15 %.

6.3.2 Mecanismos de formação de gotículas

Neste item serão apresentadas imagens dos principais mecanismos de formação de gotículas, identificados nesse trabalho. Newitt et al. (1954), Hinze (1955), Hanratty e Hershman (1961), Chung e Murgatroy (1965), Ishii e Grolmes (1975) estudaram em detalhes, o processo de arraste de gotículas. Forças hidrodinâmicas e de tensão superficial governam o movimento e a deformação das cristas das ondas na interface. Sob certas circunstâncias, estas forças provocam uma deformação extrema da interface que podem quebrar a onda em várias gotículas. Estas forças agem na crista da onda e dependem do padrão de escoamento e do formato da interface.

Existem cinco mecanismos de arraste de líquido, os quais são ilustrados na Figura 6.32 quais sejam: ondas do tipo *roll*, ondas cortadas, colisão líquida, quebra de bolha e desintegração de protuberância líquida.

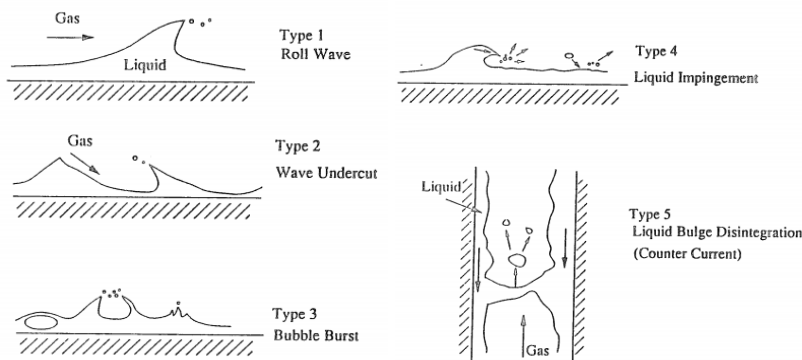


Figura 6.32 – Mecanismos de arraste de gotículas.

É necessário conhecer previamente o mecanismo dominante de arraste de gotículas para poder diminuir ou eliminar esse efeito no separador. Em outras palavras, a seleção e o projeto do separador está diretamente relacionado com o mecanismo de arraste de gotículas existente.

No primeiro tipo, ondas do tipo *roll*, a força de arraste age contra a força exercida pela tensão superficial, deformando a interface. Os topos das ondas de grande amplitude são cisalhados na crista pelo vapor e se

desintegram em gotículas. O segundo mecanismo de arraste, conhecido como onda cortada, deve-se ao corte do filme líquido pelo vapor. Este mecanismo é similar à desintegração de gotículas pelo vapor. O terceiro mecanismo, deve-se a elevação das bolhas de vapor da superfície do líquido. O quarto mecanismo, denominado de impacto de líquido, deve-se ao choque de gotículas grandes com o filme da interface, produzindo gotículas menores. Uma frente de onda do tipo *roll* avançando sobre outra pode produzir pequenas gotas através desse mecanismo. O quinto mecanismo, conhecido como desintegração de protuberâncias líquidas, está associada com o fenômeno de inundação. Quando um fluxo contracorrente alcança a condição de inundação, ondas de grandes amplitudes podem ser separadas do filme formando protuberâncias. Estas protuberâncias podem se desintegrar em gotículas devido a dinâmica do vapor.

O primeiro mecanismo observado é a colisão de jatos líquidos com as paredes internas do separador, ilustrado na Figura 6.33 em vários instantes de tempo, espaçados por 10 ms.

Pode-se observar que após a colisão, uma onda líquida é formada e defletida para o ramal superior do separador.

O segundo mecanismo visualizado é a colisão de duas cristas de ondas com o consequente arrancamento de parte de uma delas ou de ambas.

A Figura 6.34 mostra dois instantes de tempo, defasadas de 20 ms, posteriores à colisão, quando observa-se uma grande quantidade de gotículas com diâmetros inferiores a $200\ \mu\text{m}$. Tais gotículas são espalhadas radialmente, algumas na direção do ramal de vapor.

O terceiro mecanismo observado é a ruptura de protuberâncias líquidas, quando o filme líquido torna-se progressivamente delgado até se romper.

A Figura 6.35 ilustra esse mecanismo em quatro instante de tempo, defasados de 40ms. Comparando com o mecanismo anterior, observa-se que existe a tendência de formação de gotas maiores as quais não são arrastadas pelo vapor.

A Figura 6.36 mostra uma gotícula com aproximadamente $200\ \mu\text{m}$ em 4 instantes diferentes de tempo defasados de 10 ms. Observa-se que a gotícula encontra-se em suspensão no escoamento. Tais imagens foram obtidas no separado de 12,7 mm, vazão de 2,0 kg/h e título de 15 %. Nessa condição, de acordo com as previsões de projeto gotas maiores de $200\ \mu\text{m}$ não são arrastadas pelo vapor, ocorrendo o contrário com gotículas menores.

Isto mostra que o modelo utilizado para projetar o separador capta a física e a dinâmica envolvida e dessa forma pode-se concluir que a abordagem macro adotada é satisfatória, deixando de lado complexidades tais como a estimativa da distribuição e diâmetros de gotículas.

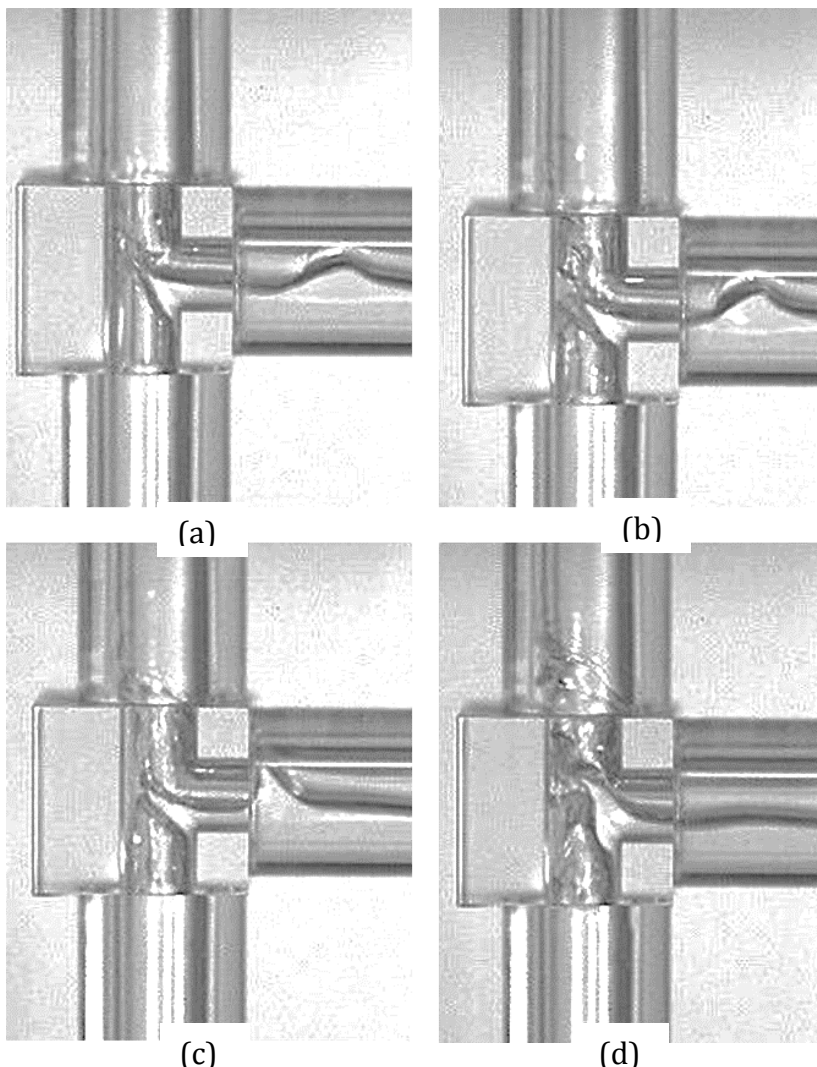
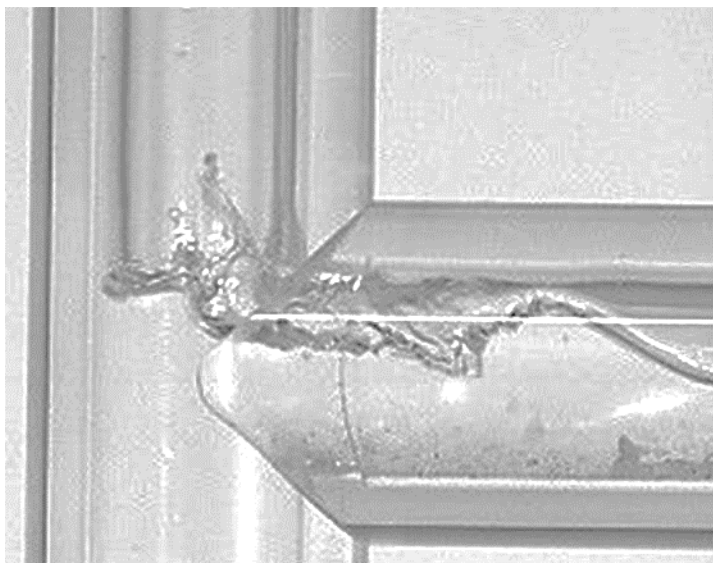
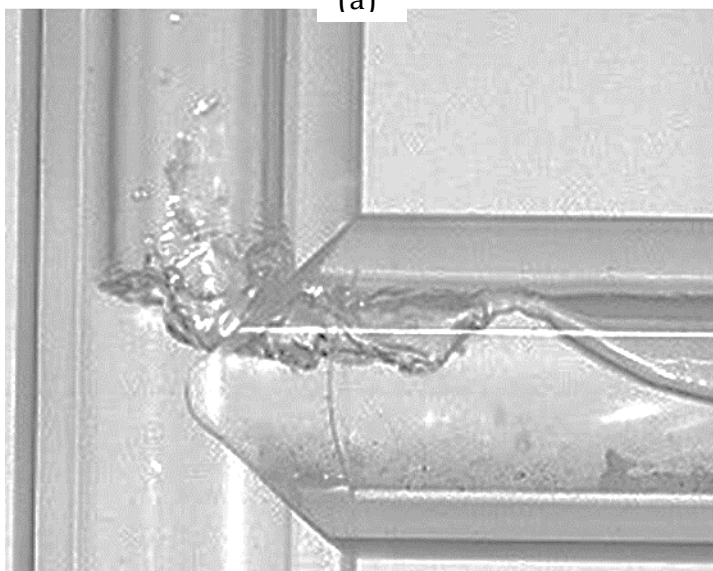


Figura 6.33 – Mecanismo de formação de nuvens de gotículas por impacto com as paredes do separador.



(a)



(b)

Figura 6.34 – Mecanismo de formação de gotículas por colisão de cristas de ondas.

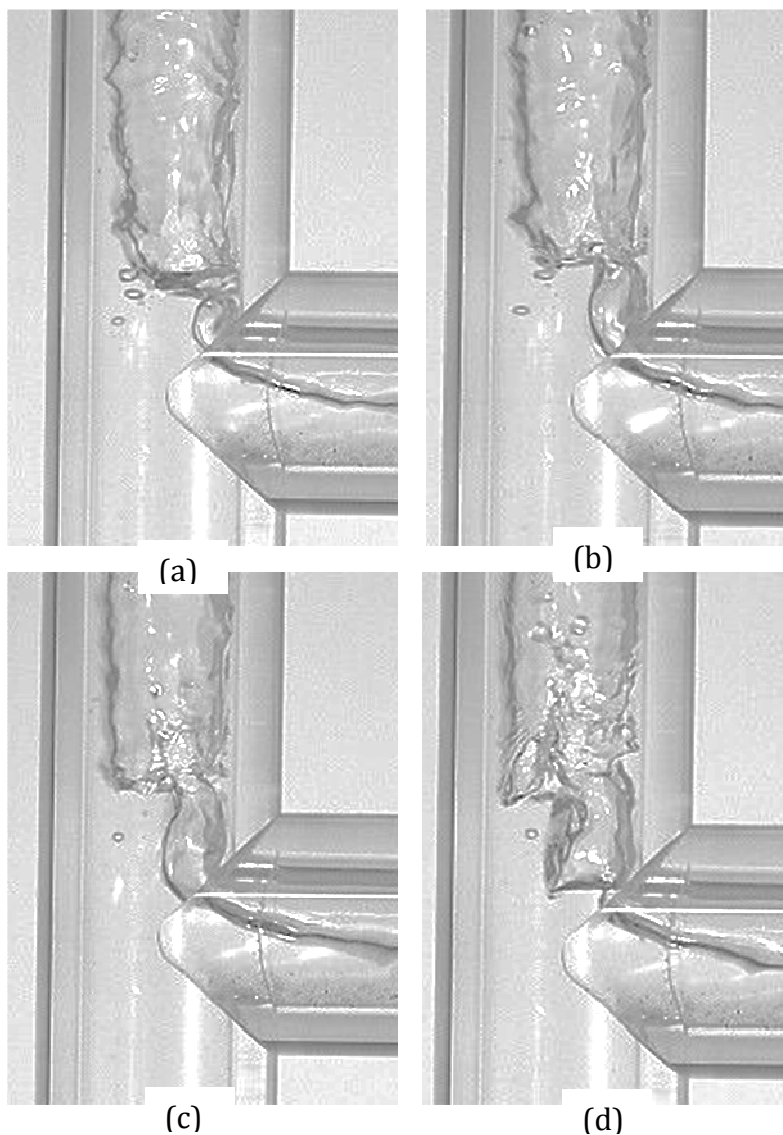


Figura 6.35 – Mecanismo de formação de gotículas por quebra de protuberância.

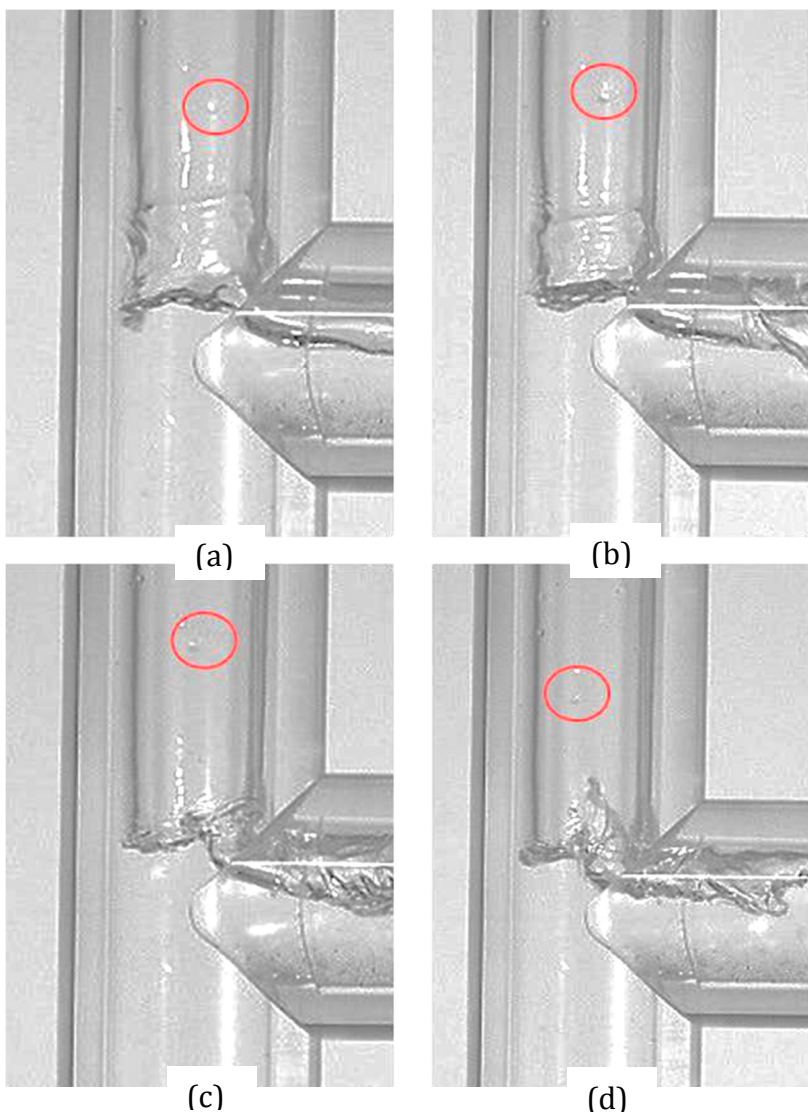


Figura 6.36 – Gotícula de $200\ \mu\text{m}$ em suspensão.

Esta observação confere com as previsões do modelo que foram apresentadas no início da seção

7 CONCLUSÕES

Com base nos resultados e análises realizados chegou-se as seguintes considerações e conclusões:

O objetivo principal desse trabalho foi o entendimento do processo de separação de fases em separadores do tipo T e de pequeno diâmetro, utilizando HC-600a como fluido refrigerante.

Os ciclos com separadores de líquido possuem potencial para utilização em aplicações domésticas, não somente em refrigeradores, mas também em condicionadores de ar e bombas de calor. A utilização desse componente adicional, no entanto, exige uma melhor compreensão dos fenômenos envolvidos e também o desenvolvimento de metodologia de controle específica. Mostrou-se que existe a necessidade de controle do nível de líquido no separador, controle esse ainda não disponível para sistemas domésticos de refrigeração.

Foi possível eliminar a influência da transferência de calor sobre a eficiência do separador usando o aparato experimental projetado e construído de forma a permitir o controle da temperatura da seção de testes. Essa abordagem é inovadora e única, não tendo sido encontrado na literatura nenhum trabalho similar, com câmara adiabática e uso de compressor para promover o deslocamento do refrigerante.

Os estudos foram realizados controlando a temperatura do ambiente de testes e assim eliminando eventuais efeitos de condensação/evaporação. Essa abordagem é inovadora e única na literatura.

Foram realizados 64 experimentos, procurando-se abranger todas as condições possíveis de operação de sistemas domésticos de refrigeração que utilizem HC-600a.

Desenvolveu-se uma modelo para prever o desempenho de separadores gravitacionais do tipo T, o qual foi utilizado para projetar os separadores utilizados como seção de testes.

Os separadores foram utilizados na configuração de impacto, com um ramal principal na horizontal e dois ramais secundários na vertical, o superior para saída do vapor e o inferior para saída do líquido.

O separador gravitacional de 12,7 mm operou com alta eficiência em todas as condições estudadas, mesmo quando inundado, ou seja, com nível de líquido superior ao nível do ramal horizontal de entrada. Nessa condição obteve-se eficiência de separação superiores a 80%.

O separador gravitacional de 6,35 mm, também operou com elevada eficiência, em só até a vazão mássica limite de 1,5 kg/h. Acima

desse valor observou-se quedas acentuadas de desempenho, com eficiências da ordem de 60%.

Observou-se também que a queda de pressão no separador necessária para manter o selo de líquido se manteve entre 10 a 100 mbar, queda de pressão essa da ordem da encontrada em evaporadores de refrigeradores domésticos.

O modelo desenvolvido mostrou-se importante para o projeto adequado de separadores, principalmente quando informações sobre o escoamento estão disponíveis.

A velocidade da fase líquida na entrada do separador é um parâmetro relevante no projeto de separadores. O aumento dessa velocidade está associada com a formação do selo de líquido e com a formação de jatos que podem colidir com a parede interna do separador e formar nuvens de gotículas.

A velocidade do vapor também é importante devido aos mecanismos de arraste de gotículas. Maiores velocidades implicam em arraste de gotículas de menores diâmetro.

As imagens capturadas pela câmara de alta velocidade permitiram identificar os mecanismos de geração de gotículas e o seu arraste, além de possibilitar a caracterização dos regimes de escoamentos nos ramais do separador.

7.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O nível de líquido foi identificado como o parâmetro com maior efeito sobre o desempenho do separador. Dessa forma, recomenda-se o estudo da estratégia para controle desse parâmetro. Uma possibilidade seria a utilização de uma válvula proporcional no ramal de vapor associada com um sistema de controle que impeça o arraste de gotículas principalmente durante operações de *pulldown*, com uma restrição fixa no ramal de líquido.

O sistema de controle poderia ser baseado em alterações na pressão de operação do separador ou em mudanças no nível de líquido, esse último um desafio em razão das pequenas dimensões envolvidas.

Considerando que os ciclos de baixa temperatura de evaporação são mais propícios a utilização de separadores de líquido, sugere-se a instalação de um separador em um refrigerador doméstico, para verificar o impacto sobre a capacidade de refrigeração e coeficiente de performance.

Sugere-se também o estudo de dispositivos pré-separadores, eliminadores de gotículas e de outras geometrias de separadores para vazões mais elevadas.

REFERÊNCIAS

ANDREUSSI P., AZZOPARDI B. J.. **On the entrainment of drops by the gas in two-phase annular flow.** Chemical Engineering Science, 39, 1426-1428, 1984.

AZZOPARDI, B. J., MEMORY, S. B., SMITH, P.A.. **Experimental study of annular flow in a venturi.** 4th International Conference on Physical Modelling of Multiphase Flow, 1989.

AZZOPARDI, B. J., DAS G., DAS, P. K.. **The Split of stratified gas-liquid flow at a small diameter T-junction.** Int. J. Multiphase Flow, 31, 514-528, 2005.

BEAVER A. C., YIN J. M., BULLARD C.W., HRNJAK P. S.. **An Experimental Investigation of Transcritical Carbon Dioxide System for Residential Air Conditioning.** ACRC CR-18,1999.

BIRD, R.B., STEWART, W. E., LIGHTFOOT, E. N.. **Transport Phenomena.** John Wiley & Sons, New York, 1960.

BOENG, J.. **Uma metodologia para seleção do par tubo capilar-carga de refrigerante que maximiza o desempenho de refrigeradores domésticos.** Dissertação (Mestrado) – UFSC, 2012.

CHUNG, H. S., MURGATROYD, W.. **Studies of the Mechanism of Roll Wave Formation on Thin Liquid Films.** Symp. on Two-Phase Flow, vol 2, paper A2, Exeter, UK, 1965.

GARDNER, G. C.. **Separation of liquids from gases or vapours.** HTFS design report n°46, AERE Howell and National Engineering Laboratory, Aere R.8917, HL 77/2844, 1977.

GERHART, P. M., GROSS, R. J.. **Fundamentals of Fluid Mechanics.** Addison-Wesley Publishing Co., Reading, MA, 1985.

GERUNDA, A. **How to size liquid-vapor separators.** Chemical Engineering 9, vol 88, 81-84, 1981.

GONÇALVES, J. M.. **Desenvolvimento e aplicação de uma metodologia para análise térmica de refrigeradores domésticos**. Tese (Doutorado) – UFSC, 2004.

GOSNEY, W. B.. **Principles of Refrigeration**. Cambridge University Press, 1982.

GRAHAM D. M., KOPKE H. R., WILSON M. J., YASHAR D. A., CHATO J. C., NEWELL T.A.. **An Investigation of Void Fraction in the Stratified/Annular Flow Regions in Smooth, Horizontal Tubes**. ACRC TR-144,1999.

HART, J., HAMERSMA, P. J., FORTUIN, J. M. H.. **Phase distribution during gas-liquid flow through horizontal dividing junctions**. Nuclear Engineering Design, 126, 293-312, 1991.

HERSHMAN A., HANRATTY T.J.. **Initiation of roll waves**. AIChE J., 7, 488, 1961.

HEWITT, G. F., WALLIS G.B. **ASME Multi-Phase Flow Symposium**. Philadelphia, Nov., 1961.

HINZE, J. O.. **Fundamentals of the Hydrodynamic Mechanism of Splitting in Dispersion Process**. AIChE J., vol 1, 289, 1955.

HUGMARK G.A.. **Film thickness, entrainment and pressure drop in upward annular and dispersed flow**. AIChE J., 19, 1061, 1973.

INMETRO, 2003. **Guia para a expressão de incerteza de medição**. 3ª ed. Rio de Janeiro: ABNT, INMETRO.

ISHII M., GROLMES M. A.. **Inception criteria for droplet entrainment in two-phase concurrent flow**. AIChE J., 21, 308-318, 1975.

ISHII, M., GROLMES, M. A.. **Inception Criteria for Droplet Entrainment in Two-Phase Concurrent Film Flow**. AIChE J., vol 21, 308, 1975.

IWATA H., KOMORI T., WASARAI K., SHUKAZONO N.. **Study of Compact Gas-Liquid Separator using Surface Tension**. Proceeding of JASRAE Annual Conference, Paper nº. B244, 2008.

JAMES, P. W., HEWITT, C. F., WHALLEY, P. B.. **Droplet motion in two-phase flow**. UKAEA Report, AERE-R 9711, 1980

JEKEL, T., REINDL, D. T., FISCHER, J.M.. **Gravity Separator Fundamentals and Design**. Paper presented at the annual IAR Ammonia Refrigeration Conference, Long Beach, CA, 2001.

KANG, H., JOO, Y., KIM, Y.. **Effects of flash gas generation at the expansion device inlet on the dynamic characteristics of a refrigeration system**. Int. J. Refrigeration 31, 396-403, 2008.

LAPPLE, C. E., SHEPHERD, C. B.. **Flow pattern and pressure drop i cyclone dust collectors**. Industrial and Eng Chemistry, 31 (8), 972-984, 1939.

LU, Z., DING, G. **Temperature and time-sharing running combination control strategy of two-circuit cycle refrigerator-freezer with parallel evaporators**. Applied Thermal Engineering 26, 1208-1217, 2006.

MILLER, D. K. **Recent Methods for Sizing Liquid Overfeed Piping and Suction Accumulator-receivers**. IIR, 1971.

MILOSEVIC, A.. **Flash Gas Bypass concept by utilizing low pressure refrigerants**. Tese (Mestrado) – Illions University, USA, 2010.

MME. **Ministério de Minas e Energia. Programa Brasileiro de Etiquetagem – PBE**. Disponível em: <http://www.mme.gov.br/spe/menu/programas_projetos/programa_brasileiro_etiquetagem.html>. Acesso em 12 agosto 2014.

MOHAMED, M. A., SOLIMAN, H. M., SIMS, G. E.. **Experimental investigation of two-phase flow splitting in an equal-sided impacting tee unction with inclined outlets**. Experimental Thermal and Fluid Science, 35, 1193-1201, 2011.

MOHAMED, M. A., SOLIMAN, H. M., SIMS, G. E.. **Conditions for complete phase separation in an impacting tee junction at various inclinations of the outlet arms.** Int. Journal of Multiphase Flow, 47, 66-72, 2012.

MONTROSS, C. F.. **Entrainment Separation.** Chemical Engineering, October, 1953.

NEWITT, D. M., DOMBOWSKI, N., KNELMAN, F. H.. **Liquid Entrainment: The Mechanism of Drop Formation from Gas or Vapor Bubbles.** Trans. Inst. Chem. Engineering, vol 32, 244, 1954.

PROCEL INFO.. **Centro Brasileiro de Informações de Eficiências Energéticas.** Disponível em: <<http://www.procelinfo.com.br/main.asp>> Acesso em: 12 agosto 2014.

U. S. DOE. **Energy Efficiency & Renewable Energy.** Disponível em: <<http://www.energysavers.gov/>> Acesso em: 12 agosto 2014a.

U. S. DOE. **Energy Star.** Disponível em: <<http://www.energystar.gov/>> Acesso em: 12 agosto 2014a.

RICHARDS, W. V.. **A Critical Look at Old Habits in Ammonia Vessel Specifications.** Proceedings International Institute of Ammonia Refrigeration, San Antonio, Texas, 1985.

SHOHAM, O., BRILL, J. P., TAITEL, Y.. **Two-phase flow splitting in a tee junction – experiment and modelling.** Chemical Engineering Sci 42, vol. 11, 2667-2676, 1987.

SOUDERS, M. J., BROWN, G. G.. **Design of Fractionating Columns: I Entrainment and Capacity.** Industrial an Engineering Chemistry, January, 1934.

SULZER. **Separation Technology.** Disponível em: <<http://www.sulzer.com/en/Products-and-Services/Separation-Technology/>> Acesso em: 12 agosto 2014a.

SVRCEK, W. Y., MONNERY, W. D.. **Design Two-Phase Separators withing the Right Limits.** Chemical Engineering Progress, October, 1993.

SWANBORN, R. A.. **A new approach to the design of gas-liquid separators for the oil industry.** TR Diss. 1672 Tese (Doutorado) - DELF, 1988.

TAE, S., CHO K.. **Two-phase split of refrigerants at T-junction.** Int. J. Refrigeration 29, 1128-1137, 2006.

TAITEL Y., DUKLER A. E.. **A Theoretical Approach To The Lockhart-Martinelli Correlation For Stratified Flow.** Int. J. Multiphase Flow 2,591-595, 1976.

TAITEL Y., DUKLER A. E.. **A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow.** AIChE J., 22, 47-55, 1976.

TATTERSON, D. F. **Drop sizes in annular gas-liquid flows.** AIChE J., 23, 67, 1977.

TLV. **Filtro Separador Ciclone SF1.** Disponível em: <<http://www.tlv.com/global/BR/product-solutions/sf1-separator-filter.html>> Acesso em: 12 agosto 2014a.

TUO H., HRNJAK P.. **Flash gas bypass in mobile air conditioning system R134.** Int. J. Refrigeration 35,1869-1877, 2012.

TUO H., HRNJAK P.. **Enhancement of vapor-liquid separation in vertical impact T-junction for vapor compression systems with flash gas bypass.** Int. J. Refrigeration 40, 43-50, 2014.

TUO H., HRNJAK P.. **Vapor-liquid separation in a vertical impact T-junction for vapor compression systems with flash gas bypass.** Int. J. Refrigeration 40, 189-200, 2014.

VILLERMAUX, E., BOSSA, B.. **Single-drop fragmentation determines size distribution of raindrops.** Nature Physics 5, 697-702, 2009.

WALLIS. G.B.. **One dimensional two-phase flow.** McGraw-Hill, New York, 345-531, 1969.

WANG X., HWANG Y., RADERMACHER R.. **Two-stage heat pump system with vapor-injected scroll compressor using R410A as a refrigerant.** Int. J. Refrigeration 32, 1442-1451, 2008.

WU, F. H.. **Drum Separator Design – A New Approach.** Chemical Engineering, April, 1984.

YOON J. W., JUNG H. W., CHUNG H. J., KIM Y.. **Performance optimization of a two-circuit cycle with parallel evaporators for a domestic refrigerator-freezer.** Int. J. Refrigeration 34, 216-224, 2010.

YORK, O. H.. **Performance of Wire-Mesh Demisters.** Chemical Eng. Program., 1954.

ZIMMERMANN, A. J. P., MONTAGNER, G. P., GONÇALVES, J. M.. **Refrigeration System.** Patente PI0802382-4, 2008.

ANEXO A – CÁLCULO DE INCERTEZA

As estimativas das incertezas experimentais das variáveis estudadas foram efetuadas conforme o guia INMETRO (2003). Foram avaliadas segundo o cálculo da média (\bar{x}) e desvio padrão (DP) para obtenção da incerteza expandida (U). Estes parâmetros foram obtidos através equações (A.1), (A.2) e (A.3).

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (\text{A.1})$$

$$DP = \sqrt{\frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{n - 1}} \quad (\text{A.2})$$

$$U = t\sqrt{u_s^2 + u_o^2} \quad (\text{A.3})$$

Nas equações acima o índice i se refere a um dos pontos medidos, o parâmetro n se refere ao número total de pontos medidos e o parâmetro t que é o coeficiente de Student. Neste estudo foi assumido o valor 2 para 95% de probabilidade dos resultados em todos os cálculos, u_s se refere a incerteza do sistema de medição (informada pelo fabricante) e u_o a incerteza padrão das observações.

A incerteza padrão das observações foi dividida em dois grupos:

- 1- **Variáveis medidas diretamente:** são medidas obtidas diretamente pelo instrumento de medição, não sendo realizada nenhuma conversão através de alguma equação física. Sua incerteza padrão é dada pela equação (A.4).

$$u_o = \frac{DP}{\sqrt{n}} \quad (\text{A.4})$$

- 2- **Variáveis medidas indiretamente:** são aquelas que dependem de duas ou mais variáveis medidas e são obtidas através de uma relação física. No cálculo deste tipo de

incerteza utilizamos a lei da propagação da incerteza, que é dada pela equação (A.5)

$$y = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \therefore u_o(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} u(x_i) \right)^2} \quad (\text{A.5})$$

ANEXO B – DADOS EXPERIMENTAIS

A tabela B.1 apresenta dos resultados para o separador de 6,35mm de diâmetro nas condições de presença e ausência de selo de líquido no ramal de líquido.

Tabela B.1 – Dados experimentais, separador de 6,35mm.

dia (mm)	Título (%)	Massa in (g/h)	Mass out (g/h)	P _{sub} (bar)	P _{int} (bar)	T _{sub} (°C)	Δ P1 (mbar)	Δ P2 (mbar)
6,35	10	2999	544	4,57	0,89	0,2	23,90	19,75
6,35	10	2001	273	4,61	0,89	0,1	13,27	11,08
6,35	10	1501	147	4,55	0,87	0,2	10,02	8,16
6,35	10	994	92	4,65	0,90	0,3	5,47	4,56
6,35	10	498	37	4,61	0,91	0,2	2,71	2,04
6,35	15	2997	636	4,78	0,88	8,1	56,70	28,91
6,35	15	2003	308	4,69	0,87	8,0	31,56	16,22
6,35	15	1494	165	4,80	0,88	8,1	23,95	12,09
6,35	15	999	102	4,67	0,90	8,0	13,42	6,64
6,35	15	499	44	4,69	0,90	22,3	5,33	2,78
6,35	20	2992	645	4,66	0,90	15,2	88,57	32,59
6,35	20	1997	334	4,69	0,86	15,1	49,36	18,07
6,35	20	1499	180	4,75	0,88	15,0	36,97	13,35
6,35	20	1000	95	4,67	0,90	15,3	20,55	7,55
6,35	20	501	47	4,67	0,91	15,5	8,58	3,05
6,35	25	2999	676	4,66	0,91	22,5	123,60	40,93
6,35	25	2002	376	4,71	0,88	22,0	68,47	22,54
6,35	25	1504	190	4,64	0,86	23,0	52,54	16,86
6,35	25	1001	119	4,61	0,87	21,0	28,45	9,34
6,35	25	500	50	4,70	0,91	22,3	12,26	3,93

A tabela B.2 apresenta dos resultados para o separador de 12,7mm de diâmetro nas condições de presença e ausência de selo de líquido no ramal de líquido.

Tabela B.2 – Dados experimentais, separador de 12,7mm.

dia (mm)	Título (%)	Massa in (g/h)	Mass out (g/h)	P _{sub} (bar)	P _{int} (bar)	T _{sub} (°C)	Δ P1 (mbar)	Δ P2 (mbar)
12,7	10	2995	0	4,52	0,89	0,3	13,55	9,76
12,7	10	1993	0	4,58	0,91	0,7	11,26	6,52
12,7	10	1499	0	4,53	0,87	0,0	9,17	4,72
12,7	10	1001	0	4,62	0,90	0,0	4,54	3,23
12,7	10	501	0	4,60	0,92	0,0	2,15	1,61
12,7	15	2990	51	4,68	0,87	8,0	27,00	13,52
12,7	15	2005	17	4,81	0,89	8,1	18,02	8,98
12,7	15	1502	0	4,75	0,87	7,9	13,72	6,69
12,7	15	999	0	4,90	0,87	8,0	8,99	4,43
12,7	15	497	0	4,65	0,88	8,2	4,61	2,30
12,7	20	3001	95	4,70	0,88	15,1	43,35	15,75
12,7	20	1998	48	4,66	0,91	15,2	29,12	10,45
12,7	20	1502	0	4,69	0,90	15,3	21,26	7,93
12,7	20	1000	0	4,76	0,89	15,0	14,57	5,22
12,7	20	502	0	4,65	0,88	15,6	7,36	2,55
12,7	25	2996	66	4,70	0,91	22,3	60,14	19,53
12,7	25	2001	34	4,63	0,87	23,0	39,86	13,05
12,7	25	1504	0	4,60	0,87	21,0	29,95	9,69
12,7	25	996	0	4,69	0,90	22,0	19,84	6,41
12,7	25	500	0	4,67	0,89	22,5	9,68	3,24

A tabela B.3 apresenta dos resultados para o separador de 6,35mm de diâmetro quando a pressão na entrada da válvula de expansão é alterada, condição normalmente encontrada em sistemas de refrigeração, mudança da pressão de condensação devido a variação da temperatura ambiente.

Tabela B.3 – Efeito da variação de pressão no separador de 6,35mm.

dia (mm)	Título (%)	Massa_in (g/h)	Mass_out (g/h)	P_sub (bar)	P_int (bar)	T_sub (°C)	Δ P1 (mbar)
6,35	10	2001	273	4,61	0,89	0,1	13,27
6,35	15	2003	308	4,69	0,87	8,0	31,56
6,35	20	1997	334	4,69	0,86	15,1	49,36
6,35	25	2002	376	4,71	0,88	22,0	68,47
6,35	10	1998	270	4,05	0,89	0,1	13,27
6,35	15	2002	306	4,19	0,87	8,0	31,56
6,35	20	1999	338	4,17	0,86	15,2	49,36
6,35	25	2004	380	4,05	0,88	22,2	68,47
6,35	10	2007	275	5,42	0,89	0,1	13,27
6,35	15	1999	303	5,35	0,87	8,0	31,56
6,35	20	1996	333	5,53	0,86	15,3	49,36
6,35	25	2003	378	5,47	0,88	22,3	68,47

De modo análogo, a tabela B.4 apresenta dos resultados para o separador de 12,7mm de diâmetro sob as mesmas condições.

Tabela B.4 – Efeito da variação de pressão no separador de 12,7mm.

dia (mm)	Título (%)	Massa_in (g/h)	Mass_out (g/h)	P_sub (bar)	P_int (bar)	T_sub (°C)	Δ P1 (mbar)	Delta P2 (mbar)
12,7	10	1993	0	4,58	0,91	0,7	11,26	6,52
12,7	15	2005	17	4,81	0,89	8,1	18,02	8,98
12,7	20	1998	48	4,66	0,91	15,2	29,12	10,45
12,7	25	2001	34	4,63	0,87	23,0	39,86	13,05
12,7	10	1999	0	4,01	0,91	0,5	11,26	6,52
12,7	15	2007	19	4,09	0,91	8,2	18,02	8,98
12,7	20	2003	50	3,97	0,92	15,4	29,12	10,45
12,7	25	1997	31	4,10	0,88	22,9	39,86	13,05
12,7	10	2004	0	5,30	0,92	0,7	11,26	6,52
12,7	15	2001	15	5,25	0,90	8,2	18,02	8,98
12,7	20	2008	50	5,43	0,92	15,5	29,12	10,45
12,7	25	2005	37	5,35	0,88	23,5	39,86	13,05

A tabela B.5 apresenta dos resultados para ambos os separadores quando os mesmos são submetidos a diferentes níveis de líquido em seu ramal de líquido.

Tabela B.5 – Efeito da alteração do nível de líquido.

dia (mm)	Título (%)	Massa_in (g/h)	Mass_out (g/h)	P_sub (bar)	P_int (bar)	T_sub (°C)	Δ_P1 (mbar)
6,35	10	2001	270	4,61	0,89	0,1	13,27
6,35	10	2003	325	4,69	0,87	0,1	15,56
6,35	10	1997	378	4,69	0,86	0,2	19,36
6,35	10	2002	451	4,71	0,88	0,1	21,47
12,7	10	1993	0	4,58	0,91	0,7	11,26
12,7	10	2005	90	4,81	0,89	1,1	12,02
12,7	10	1998	108	4,66	0,91	1,5	13,12
12,7	10	2001	144	4,63	0,87	1,0	14,86
12,7	10	2004	198	4,63	0,87	0,2	15,86